



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL
COMPORTAMIENTO DE UN AMORTIGUADOR
EN UN BANCO DE ENSAYOS**

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL
ESPECIALIDAD MECÁNICA

Autor: CHRISTIAN-ISRAEL RUIZ PÉREZ
Tutor: JOSÉ ANTONIO CALVO RAMOS

RESUMEN

El presente proyecto analiza el comportamiento de un amortiguador hidráulico monotubo de automóvil, para definir un modelo de comportamiento que pueda implementarse en un modelo de simulación de vehículo completo a partir de las medidas experimentales realizadas en un banco de ensayos de amortiguador.

El motivo del trabajo se basa en la necesidad actual de implementar modelos que reproduzcan de forma fiel el comportamiento de cada componente del automóvil como herramienta imprescindible para disminuir los tiempos invertidos en las fases de diseño y desarrollo de nuevos productos.

El estudio nace como complemento a las investigaciones del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid en el desarrollo y análisis de modelos de simulación de sistemas dinámicos [1-9].

En primer lugar se realiza una breve introducción sobre los distintos tipos de sistemas de suspensión y amortiguadores, así como los diferentes bancos de ensayo existentes y su forma de operar.

A continuación se analiza el estado del arte en la caracterización dinámica de amortiguadores revisando diversos artículos publicados en revistas internacionales de reconocido prestigio.

Finalmente se realiza la caracterización dinámica desarrollando un modelo que se reproduzca el comportamiento real del amortiguador ensayado, incluyendo los fenómenos de histéresis que aparecen.

El modelo ha sido desarrollado mediante el software comercial MatLab[®] y su entorno gráfico Simulink[®], lo cual ha permitido generar un modelo sencillo a la vez que preciso y fácil de implementar en modelos de vehículo completo.

ABSTRACT

This project analyzes the behaviour of an automotive monotube shock absorber, to define a pattern of behavior that can be implemented in a simulation model of the whole vehicle from experimental measurements performed on a test bench cushion.

The reason for this work is based on the current need to implement models that faithfully reproduced the behavior of each component of the automobile as essential tool to reduce time spent on the design and development of new products.

The study comes as a complement to investigations of the Department of Mechanical Engineering at the Carlos III University of Madrid in the development and analysis of dynamic simulation-based models [1-9].

First is a brief introduction on the different types of suspension systems and shock absorbers, and the different existing test rig frames and the way they operate.

The next section assesses the state of the art in the dynamic characterization of shock absorbers reviewing various articles published in prestigious international journals.

Finally the dynamic characterization is done by developing a model that reproduces the actual behavior of the shock absorber tested, including hysteresis phenomena appear.

The model has been developed using commercial software MatLab[®] and Simulink[®] graphical environment, which has produced a simple model while accurate and easy to implement in full vehicle models.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS	iii
OBJETIVOS	viii
AMORTIGUADORES	
Introducción	2
Elementos de la suspensión	4
Tipos de suspensión	14
Amortiguadores hidráulicos	30
Alternativas y desarrollos futuros	37
BANCOS DE ENSAYO	
Introducción	42
Tipos de bancos de ensayo	43
ESTADO DEL ARTE	
Introducción	49
Modelo de Reybrouck	50
Modelo de Duym	56
Modelo de Besinger	61
Modelo de Rhoades	69
Otros modelos	90
Evaluación de los modelos	99

PROTOCOLO DE ENSAYO

Introducción	104
Equipo para ensayo	104
Procedimiento de ensayo	105
Evaluación.....	108
Obtención de resultados.....	109

CARACTERIZACIÓN

Introducción	112
El modelo.....	113
Implementación del modelo	122
Resultados y estimación de errores	128
Conclusiones.....	133
Futuras líneas de investigación	134
Detalles constructivos del amortiguador.....	135

APÉNDICE A: ‘Script’ utilizado en el modelo

descrito por Kirk Shawn Rhoades	138
---------------------------------------	-----

APÉNDICE B: ‘Script’ de MatLab® utilizado para la

implementación del modelo.....	155
--------------------------------	-----

BIBLIOGRAFÍA	161
--------------------	-----

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 1: Ballesta.....	5
Figura 2: Configuraciones de ballesta.....	6
Figura 3: Rigidez variable mediante ballestas	8
Figura 4: Barra de torsión longitudinal	9
Figura 5: Barra de torsión transversal	10
Figura 6: Principales características de un resorte helicoidal.....	11
Figura 7: Barra estabilizadora	12
Figura 8: Suspensión tipo ‘Hotchkiss’	16
Figura 9: Eje rígido con resorte helicoidal.....	17
Figura 10: Suspensión tipo ‘4 barras’	18
Figura 11: Barra ‘Panhard’.....	19
Figura 12: Anclaje ‘Watt’	20
Figura 13: Suspensión tipo ‘de Dion’	20
Figura 14: Suspensión de brazo oscilante.....	23
Figura 15: Suspensión de brazos tirados.....	24
Figura 16: Suspensión de brazos semi-tirados	25
Figura 17: Suspensión tipo ‘McPherson’	27
Figura 18: Suspensión de dobles triángulos superpuestos.....	27
Figura 19: Instalaciones ‘inboard’ para muelle y amortiguador.....	29
Figura 20: Suspensión multibrazo (vista 1).....	29
Figura 21: Suspensión multibrazo (vista 2).....	29
Figura 22: Flujo de aceite a través de la válvula de apertura por área.....	30
Figura 23: Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión.....	30
Figura 24: Esquema básico de un amortiguador bitubo	31

Figura 25: Esquema completo de un amortiguador	
bitubo no presurizado	32
Figura 26: Esquema completo de un amortiguador	
bitubo presurizado	33
Figura 27: Esquema básico de un amortiguador	
monotubo.....	33
Figura 28: Flujo de aceite durante la carrera	
de compresión	34
Figura 29: Flujo de aceite durante la carrera	
de extensión	35
Figura 30: Esquema completo de un amortiguador	
monotubo.....	35
Figura 31: Esquema de una suspensión adaptativa	38
Figura 32: Esquema de una suspensión semiactiva.....	39
Figura 33: Esquema de una suspensión activa.....	39
Figura 34: Esquema de una suspensión pasiva	40
Figura 35: Proceso de magnetización del fluido.....	40
Figura 36: MecaDyn® 101	43
Figura 37: Microtest® serie EFH.....	44
Figura 38: Bastidor de 1500 kN con mordazas	
acopladas para el ensayo de metales	45
Figura 39: Diagramadora de amortiguadores basada	
en la MSP Standard Series de IST®	45
Figura 40: Modelo 850.50 ensayando seis	
amortiguadores simultáneamente	46
Figura 41: Very High Frequency 7D.....	47
Figura 42: Modelo utilizado por Reybrouck.....	51
Figura 43: Restricciones debidas a las válvulas	52

Figura 44: Diagrama de flujo del modelo de Reybrouck	55
Figura 45: Esquema de un amortiguador bitubo.....	56
Figura 46: Arquitectura de la valvulería interna	56
Figura 47: Comparación de ambos modelos.....	58
Figura 48: Comparación de mallas.....	60
Figura 49: Esquema de la simulación HiL.....	62
Figura 50: Esquema del método de integración Runge-Kutta.....	63
Figura 51: Esquema del amortiguador	64
Figura 52: Amortiguador monotubo ajustable	70
Figura 53: Recorrido del flujo durante la carrera de compresión	71
Figura 54: Recorrido del flujo durante la carrera de extensión	73
Figura 55: Gráfica fuerza- velocidad	74
Figura 56: Esquema durante la fase de compresión	79
Figura 57: Esquema simplificado de la válvula de compresión	82
Figura 58: Fuerzas actuantes sobre la válvula	83
Figura 59: Fuerzas actuantes sobre el pistón flotante.....	84
Figura 60: Fuerzas actuantes sobre el pistón.....	86
Figura 61: Modelo lineal equivalente	92
Figura 62: Modelo dinámico.....	92
Figura 63: Componentes del amortiguador bitubo.....	93
Figura 64: Curva fuerza- velocidad lineal	95
Figura 65: Configuración durante la fase de compresión.....	97
Figura 66: Configuración durante la fase de extensión	97

Figura 67: Amortiguador en el banco de ensayos	109
Figura 68 Gráfica obtenida de los datos a 0,5 Hz	110
Figura 69: Gráfica obtenida de los datos a 1 Hz	110
Figura 70: Gráfica obtenida de los datos a 2 Hz	110
Figura 71: Gráfica obtenida de los datos a 3 Hz	111
Figura 72: Esquema de las restricciones	115
Figura 73: Esquema de los cambios de pendiente en las gráficas.....	116
Figura 74: Modelo de fricción empleado.....	117
Figura 75: Gráfica de histéresis	119
Figura 76: Detalle gráfica de histéresis.....	119
Figura 77: Fuerza frente a velocidad (2 Hz)	123
Figura 78: Fuerza frente a desplazamiento (2 Hz)	123
Figura 79: Fuerza frente a velocidad (3 Hz)	124
Figura 80: Fuerza frente a desplazamiento (3 Hz)	124
Figura 81: Pantalla principal del modelo.....	124
Figura 82: Introducción de datos en el modelo.....	125
Figura 83: Subsistema ‘Damper Model’	126
Figura 84: Subsistema ‘Señal de entrada’	126
Figura 85: Subsistema ‘F gas dynamic’	126
Figura 86: Subsistema ‘F friction’	126
Figura 87: Subsistema ‘F damping’	127
Figura 88: Subsistema ‘F inertia’	127
Figura 89: Gráfica fuerza- velocidad mediante Simulink® (3 Hz)	128
Figura 90: Gráfica fuerza- desplazamiento mediante Simulink® (3 Hz)	128
Figura 91: Fuerza frente a velocidad (0,5 Hz).....	129

Figura 92: Fuerza frente a velocidad (1 Hz)	129
Figura 93: Fuerza frente a velocidad (2 Hz)	129
Figura 94: Fuerza frente a velocidad (3 Hz)	129
Figura 95: Gráfica comparativa fuerza- velocidad (2 Hz)	130
Figura 96: Gráfica comparativa fuerza- velocidad (3 Hz)	131
Figura 97: Representación del error cometido (2 Hz)	132
Figura 98: Representación del error cometido (3 Hz)	133
Figura 99: Amortiguador ensayado	136
Figura 100: Detalle externo válvula Impact Sensor™	137
Figura 101: Detalle interno válvula Impact Sensor™	137
Figura 102: Amortiguador sin tubo	137
Figura 103: Despiece válvulas de apertura por presión.....	137
Figura 104: Despiece del ‘strut’	138
 Tabla 1: Evaluación de modelos	 102
Tabla 2: Parámetros del modelo.....	121

OBJETIVOS

El objetivo principal del trabajo es desarrollar un modelo de simulación del comportamiento del amortiguador que reproduzca su comportamiento real lo más fielmente posible para poder implementarlo en un modelo de vehículo completo y analizar el comportamiento de este último ante distintas maniobras del conductor

Para ello es conveniente definir unos objetivos en cuanto al tipo de modelo que se pretende implementar. En este sentido, las características requeridas al modelo se listan a continuación:

1. Sencillez. Será necesario que tanto los parámetros esenciales para realizar la caracterización como los modelos matemáticos empleados sean lo más simples posibles.
2. Bajo requerimiento de cálculo computacional para que pueda ser implementado en un entorno informático.
3. Precisión en los resultados.

Para llevar a cabo esta tarea se realizará un estudio de los distintos modelos propuestos por investigadores de reconocido prestigio en el ámbito de la caracterización dinámica de amortiguadores. Los requerimientos del modelo antes descritos serán la base para evaluar los estudios mostrados y optar por el que se ajuste a las demandas del presente trabajo.

Tras la elección del método a implementar se realizarán ensayos de un amortiguador concreto para caracterizar su comportamiento y utilizar los resultados para identificar los parámetros necesarios que se emplearán en el entorno de cálculo MatLab[®].

Por último, se verificará la validez del modelo, en cuanto a precisión se refiere, mediante el cálculo de los errores mostrados por el modelo con respecto a los datos experimentales obtenidos en el banco de ensayos.

AMORTIGUADORES

1. INTRODUCCIÓN

El amortiguador es parte constituyente de la suspensión de un vehículo automóvil, la cual se encarga de absorber las irregularidades del terreno por el que circula para aumentar la comodidad de los pasajeros y el control del vehículo tratando de mantener las ruedas en contacto con el pavimento.

Se puede decir que las funciones básicas de la suspensión son las siguientes:

- Reducir las fuerzas transmitidas por causa de las irregularidades del terreno.
- Mantener el control direccional del vehículo.
- Mantener la adherencia de los neumáticos a la carretera.
- Mantener una correcta alineación de las ruedas.
- Soportar la carga del vehículo.
- Mantener la altura óptima del vehículo.

La suspensión también es el enlace entre las masas que componen el peso del vehículo, siendo estas:

- Masa suspendida: integrada por los elementos cuyo peso es soportado por el bastidor o chasis.
- Masa no suspendida: constituida por el resto de los componentes.

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento elástico (ballesta, muelle helicoidal, barra de torsión, estabilizador...) y otro disipativo, cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento elástico al adaptarse a las irregularidades del terreno transformando la energía que almacena el resorte en calor.

El elemento elástico se comprime o expande entre la masa suspendida y la no suspendida cuando la rueda encuentra un obstáculo a su paso, evitando que el movimiento se transmita en su totalidad. Dada la naturaleza de este elemento, tratará de recobrar su posición primitiva, ocasionando oscilaciones a la masa suspendida del vehículo y disminuyendo el confort de los ocupantes. De igual forma, la estabilidad del vehículo se verá comprometida si se llega al caso de que las oscilaciones provoquen pérdida de contacto entre la rueda del vehículo y el asfalto.

El amortiguador, como elemento disipativo, transforma la energía potencial acumulada por el elemento elástico en calor disminuyendo las oscilaciones transmitidas al habitáculo y tratando de evitar la pérdida de contacto entre el elemento rodante y el firme, lo que redundará en un mayor confort y estabilidad respectivamente.

La importancia de la suspensión queda, de esta forma, patente teniendo en cuenta que representa uno de los elementos fundamentales en cuanto a seguridad activa se refiere, aunando dos conceptos antagónicos como son confort y estabilidad.

En los siguientes apartados se realizará una descripción de los elementos que componen los sistemas de suspensión más habituales, dando especial importancia a los amortiguadores, en un capítulo aparte.

Asimismo, se detallarán los tipos de suspensión, atendiendo a la configuración geométrica de sus componentes, y las alternativas y futuros desarrollos de los citados sistemas de suspensión.

2. ELEMENTOS DE LA SUSPENSIÓN

2.1. Elementos elásticos

El elemento elástico, o resorte, de una suspensión es el que tiene el efecto que da nombre a la suspensión: es el elemento que tiene literalmente suspendido sobre él a todo el cuerpo del coche, que por ello se llama ‘masa suspendida’. Además de la función de sostener el peso del coche, también tiene la misión de absorber la energía que se produce cuando la rueda se desplaza verticalmente, para liberar esa energía posteriormente con el fin de devolver la rueda a su posición original.

Generalmente, según el enfoque deseado, puede configurarse su rigidez y recorrido para un mejor control de la rueda y la carrocería, puesto que también ayudan a controlar el balanceo, o para ofrecer mayor comodidad, pero generalmente no es deseable que sus tarados sean tan extremos que puedan dejar una rueda en el aire (perjudicando el agarre y el control del automóvil), permitan que el coche golpee el suelo (lo que puede desestabilizar el coche y causar daños), o hagan tope con el chasis (lo que, en la práctica, aumenta la rigidez del resorte hasta casi el infinito, y eso no es nada deseable).

A continuación daremos un repaso a los tipos de elementos elásticos más utilizados en suspensiones. Veremos sus características básicas según los criterios generales usados para valorarlos: el peso del sistema, su capacidad para servir también como miembro para controlar el movimiento de la rueda, su capacidad de absorción de energía, y sus requerimientos de espacio.

2.1.1. Resortes de ballesta

Los resortes de ballesta constan de una serie de láminas (llamadas ‘hojas’) de acero resistente y elástico. Vemos en la figura 1 una ilustración de una ballesta, con sus elementos principales denotados con letras.

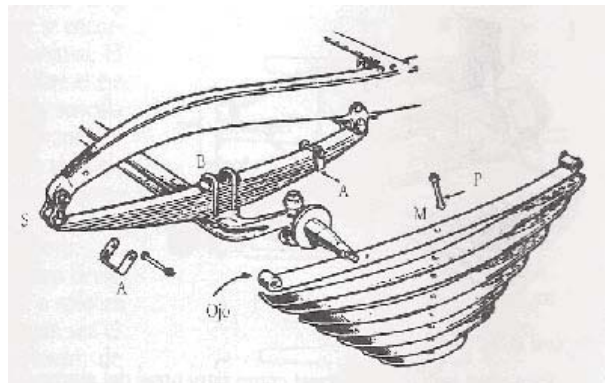


Figura 1: Ballesta

La primera y más larga de las hojas es la hoja maestra (M), que termina en dos encorvaduras por las cuales y mediante casquillos de bronce se articula al chasis. La segunda hoja puede ser de la misma longitud de la maestra, pero las demás van disminuyendo su tamaño y siendo más curvadas.

Las hojas se aprietan unas contra otras por medio de un perno (P), y se mantienen alineadas por abrazaderas (A) para evitar que se abran en abanico. La ballesta se fija – dependiendo de su configuración – al eje o al bastidor por medio de bridas (B) ajustadas por tuercas. Como al flexarse la ballesta varía su longitud, por lo menos uno de sus extremos se articula mediante la llamada ‘gemela’, ‘ocho’ o ‘biela de suspensión’ (S), que por su oscilación permite el alargamiento de la ballesta.

La rigidez de las ballestas es lineal en relación al desplazamiento de la rueda, por lo que tienen una constante de rigidez, que se calcula de diferente modo según el tipo y configuración de la ballesta.

En la figura 2 vemos las configuraciones habituales de las ballestas. La más empleada es la de ballestas semielípticas longitudinales, como en los dos esquemas de arriba a la izquierda (siendo (1D) un montaje para eje delantero, y (2D) para el eje trasero), en los que el centro se fija al eje, y los extremos, uno o ambos mediante gemelas, se articulan con el bastidor. Arriba a la derecha vemos el montaje longitudinal en ‘cantilever’ con el centro y el extremo delantero unidos al bastidor, mientras que el extremo trasero se une al eje.

Abajo a la izquierda vemos dos ejemplos de configuración transversal, y abajo a la derecha vemos dos ballestines, que equivaldrían a media ballesta semielíptica, desde la brida, anclada al chasis, hasta el ojo, articulado con el eje.

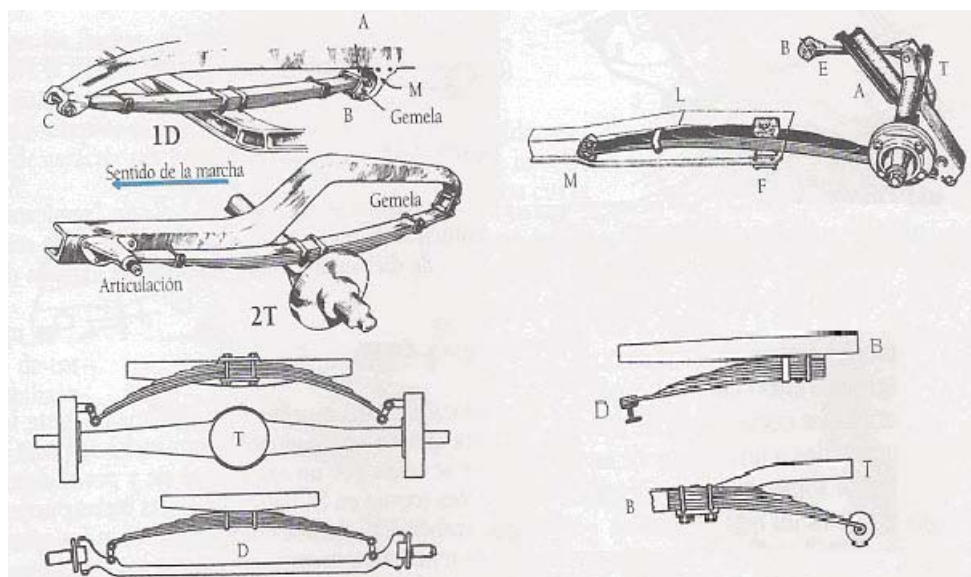


Figura 2: Configuraciones de ballesta

El movimiento de flexión hace, en las ballestas que constan de varias láminas, que se produzca fricción entre ellas, lo que disipa energía y permite un cierto grado de amortiguamiento. Sin embargo, dicha fricción puede conducir al desgaste y oxidación de las láminas, que va provocando cada vez más fricción y más amortiguamiento, por lo que éste no sería constante a lo largo del tiempo. Para evitar estos efectos existen procedimientos, como el engrase, pero ello también elimina el amortiguamiento, por lo que la mayor eficiencia se logrará al dejar esta función a un dispositivo específico para este fin: un amortiguador.

Desde el punto de vista de uso del espacio, las ballestas no son muy eficientes, puesto que, aunque por sí mismas no ocupan mucho volumen, sí requieren mucho espacio para los movimientos que provoca el recorrido de la rueda. Sin embargo, quizá sea el elemento elástico mejor capacitado para servir como miembro de control en la geometría de la suspensión. Por ejemplo, puede posicionar un eje rígido trasero en casi cualquier dirección. También han sido usadas ballestas transversales como brazos de control en la suspensión independiente de coches muy ligeros, pero la combinación de cargas puede resultar muy problemática. Otro punto que no favorece a las ballestas es su alto paso, que además suele estar centrado sobre el eje en la mayoría de las configuraciones.

Las ballestas pueden tener rigidez variable. En la figura 3 vemos tres maneras:

- 1. La ballesta normal puede llevar unas hojas menos encorvadas (*A*) que, cuando la primera cede, entran en contacto y pasan a trabajar, aumentando la rigidez.
- 2. Puede ser añadida una segunda ballesta más corta (*C*), que em-

pieza a actuar cuando sus extremos, al subir el eje, se apoyan en los topes (*D*) fijos a los largueros.

- 3. Puede hacerse la sustitución de la gemela (*G*) por un soporte (*H*) en el que un ballestín sirve de apoyo a la ballesta principal, de modo que, al ceder ésta, el punto de apoyo se va acercando al eje, por lo que se endurece la ballesta. Se instala también un tope de goma (*E*) para evitar, en compresiones demasiado grandes, que la ballesta golpee contra el bastidor.

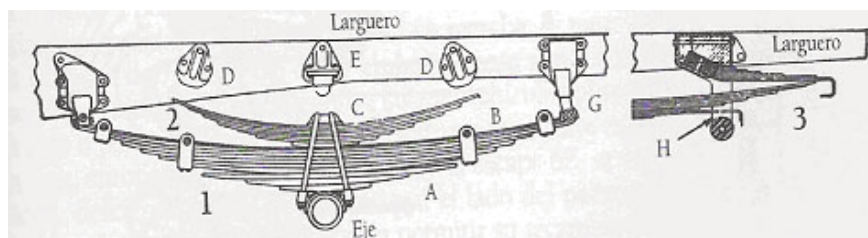


Figura 3: Rigidez variable mediante ballestas

La tendencia actual en las ballestas es a tener menos hojas y menos curvas, llegando a tener sólo una con los nuevos materiales compuestos, que pueden reducir en gran medida el problema del peso, y también el de la fricción entre hojas, aunque con problemas constructivos y de tensiones, además de un alto coste.

2.1.2. Barras de torsión

Un sistema de barras de torsión se compone fundamentalmente de una barra de acero con un extremo anclado al chasis y el otro (que llamaremos extremo libre porque puede girar) conectado a la suspensión, de modo que cuando la rueda sube o baja, este último gira sobre su eje, sufriendo la barra una torsión elástica, y volviendo a su posición original cuando cesa la sollicitación. Para ello, el esfuerzo aplicado no debe provocar la superación del límite elástico del material de la barra de torsión, lo que causaría una deformación

permanente en ella, y por lo tanto, una variación en su comportamiento. Las barras de torsión tienen una rigidez lineal en relación al desplazamiento de su brazo de palanca (sea éste un brazo de la suspensión o una barra específica para este propósito) multiplicado por el ángulo de torsión de la barra.

Las barras de torsión pueden tener diversos tipos de sección transversal, como forma oval o rectangular, pero la más utilizada es la sección de forma circular. En caso de que haya una palanca en el extremo libre de la barra para conectarla remotamente con un punto de la suspensión o la rueda, no tiene mucha exigencia desde el punto de vista de su diseño: sólo debe ser lo suficientemente rígida para transmitir la carga recibida en torsión en el extremo de la barra.

En cuanto a su diseño en una suspensión, una barra de torsión necesita puntos de anclaje muy fuertes, cojinetes en los que rodar y, en la mayoría de las veces, un brazo de palanca para poder ejercer torsión sobre la barra.

Hay dos enfoques principales en cuanto a la disposición de las barras:

- Con dobles triángulos, se dispone en sentido longitudinal, con el extremo libre unido al triángulo superior o inferior en su extremo interior (el que se articula con el chasis), como se ve en la figura 4.

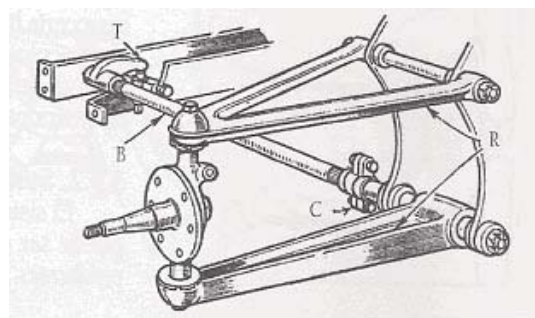


Figura 4: Barra de torsión longitudinal

- Disposición en sentido transversal, accionada directamente por los brazos, si éstos son brazos tirados, como en la figura 5. En caso de otras disposiciones, lo más probable es que se necesite un brazo de palanca o algún otro tipo de conexión para efectuar la torsión, lo que agrega complejidad al sistema.

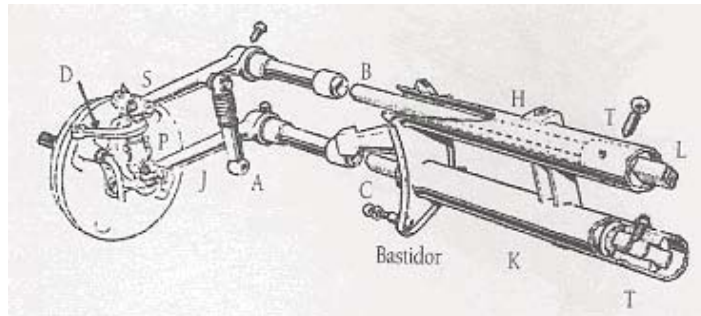


Figura 5: Barra de torsión transversal

Las barras de torsión tienen una capacidad de absorción de energía mayor que las ballestas, dado que apenas disipan energía por fricción: en realidad, prácticamente sólo la que se produzca en los cojinetes. En lo relativo al peso, y especialmente al peso no suspendido, se suele considerar menos de la mitad del peso de la barra de torsión como peso no suspendido, lo que sitúa este sistema como el más favorecido en este aspecto.

2.1.3. Resortes helicoidales

Los resortes helicoidales, como su nombre indica, constan de un alambre arrollado en espiral, que trabaja a torsión cuando se comprime la espiral en el sentido de su eje longitudinal. La forma más común para la forma de la sección transversal del alambre (comúnmente llamado ‘hilo’) es la circular, aunque también hay hilos de sección elíptica o rectangular. Asimismo, el área de la sección puede ser constante o decreciente a lo largo de su longitud.

Su rigidez tiene un carácter lineal, proporcional a la deflexión longitudinal del muelle, por lo que posee una constante de rigidez, que depende del número de espiras, de su diámetro, del diámetro del hilo y del material en que está fabricado. En la figura 6 vemos sus principales características.

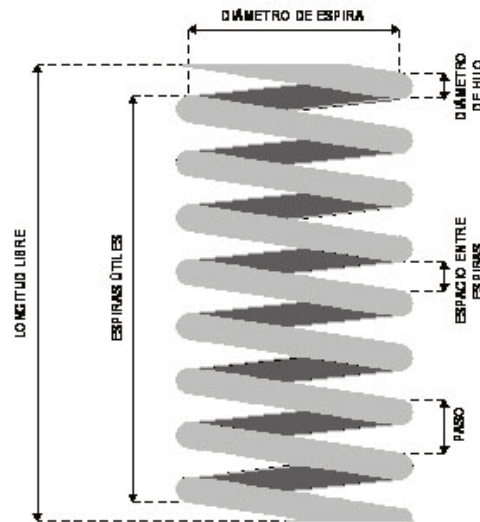


Figura 6: Principales características de un resorte helicoidal

Un resorte helicoidal tiene una forma y requerimientos de desplazamiento que lo hacen muy apto para ser montado muy próximo, cuando no de forma concéntrica, a un amortiguador telescópico. Su poder de absorción elástica de energía es, en esencia, idéntico al de una barra de torsión, aventajándola en que no tiene la pérdida por fricción en los cojinetes, dado que no los necesita, al poder ser simplemente apoyado en su asiento. Es uno de los sistemas más ligeros, y la mitad de su masa se considera no suspendida. Por otra parte, este sistema resulta inútil para posicionar la rueda, no tiene rigidez estructural suficiente para actuar como miembro de la suspensión.

Es posible fabricar resortes helicoidales con rigidez variable, fundamentalmente por dos métodos: reducir progresivamente el diámetro del hilo o el espacio entre espiras.

2.1.4. Resortes elastoméricos

El empleo de gomas o cauchos como elemento elástico principal de un sistema de suspensión no ha sido extenso, aunque se pusieron en funcionamiento algunos sistemas: sin embargo, estos materiales tienen propiedades interesantes, y se utilizan muy a menudo como aislantes de pequeñas vibraciones en los asientos de los muelles, o como topes que impiden el contacto entre los miembros de la suspensión y el chasis, con lo que en la práctica, al combinarse con los muelles principales, constituyen una suerte de sistema elástico de rigidez variable.

2.2. Barras estabilizadoras

Llamadas más propiamente barras antibalaneo, este último nombre nos indica más precisamente su función principal. Primariamente, las barras estabilizadoras se conciben para minimizar o controlar el grado de balanceo el coche en curva, por ejemplo, para ayudar a mantener un apoyo adecuado en los neumáticos. En realidad, las barras estabilizadoras tienen tres efectos. En primer lugar, con sus conexiones a ambos lados de la suspensión, ejerce una resistencia al balanceo. En segundo lugar, actúan en parte también como muelle, especialmente sobre la rueda exterior. Y en tercer lugar, afectan a la distribución entre ejes de la transferencia de pesos que tiene lugar en curva.

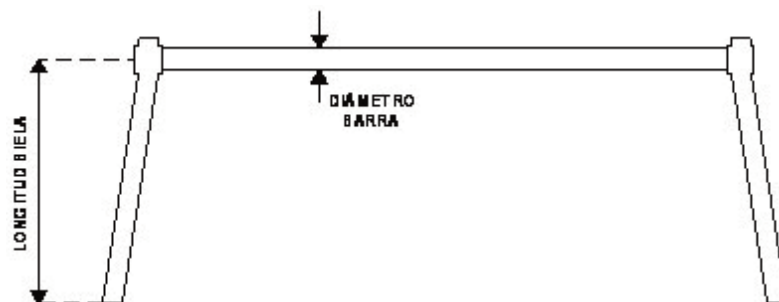


Figura 7: Barra estabilizadora

Un sistema de barra estabilizadora consiste en una barra, por lo general de acero, dispuesta en sentido transversal al chasis del vehículo, que está unida a él de manera que pueda girar sobre su eje, y que en cada uno de sus extremos tiene unida una biela que se articula con las ruedas. También, en lugar de varias piezas, puede simplemente utilizarse una única barra curvada en sus extremos. En la figura 7 vemos un ejemplo de barra estabilizadora típica.

La manera en que trabaja una barra estabilizadora es a torsión: la diferencia de movimiento vertical entre las dos ruedas de un mismo eje, que están conectadas entre sí por la barra estabilizadora, produce en ésta una torsión, y la resistencia de la barra a la torsión provoca una disminución de la transferencia de pesos entre las ruedas. No se produce efecto alguno si las dos ruedas se mueven la misma distancia en idéntico sentido, puesto que la barra sólo gira, y no torsiona.

Los factores que intervienen en el funcionamiento de la barra estabilizadora son, además de la rigidez propia del material, el diámetro de la sección de la barra (cuyo aumento trae aparejado un incremento de la rigidez de la barra) y la longitud de brazo de palanca que tengan las bielas en los extremos (cuanto más cortos sean los brazos de aplicación, mayor ángulo de torsión sufrirá la barra a igualdad de desplazamiento vertical de la rueda).

Existen diseños de barra estabilizadora con rigidez variable, mediante variación de la posición del anclaje de la biela con la rueda, o mediante el cambio del momento de inercia de la sección en el sentido transversal al plano de giro de la biela. Un sistema de este tipo es el llamado ‘de cuchillas’ (‘blades’), que usa unas bielas que pueden ser giradas en su eje longitudinal desde el puesto de conducción con el coche en marcha.

3. TIPOS DE SUSPENSIÓN

En mayor o menor medida, dependiendo de la utilización de que sea objeto el vehículo, los sistemas de suspensión de los automóviles deben estar diseñados para cumplir una serie de funciones básicas:

- Proveer flexibilidad en sentido vertical, para que las ruedas puedan adaptarse a las irregularidades del camino, aislando al chasis de dichos movimientos.
- Mantener las ruedas en la orientación e inclinación adecuadas respecto a la calzada.
- Ofrecer una reacción a las fuerzas producidas por los neumáticos – fuerzas longitudinales (aceleración y frenado) y laterales (en curva), y pares motores y de frenado.
- Ofrecer resistencia al balanceo del chasis.
- Mantener los neumáticos en contacto con la carretera con las mínimas variaciones en la carga.

Para lograr estas metas se requiere controlar la cinemática, es decir el movimiento de la rueda en el espacio, y a este respecto se han desarrollado numerosos sistemas de gran variedad. A continuación iniciaremos un repaso a las configuraciones básicas más usadas en la industria del automóvil.

En primer lugar, diferenciaremos entre dos categorías fundamentales: sistemas dependientes, también llamados de eje rígido, y sistemas independientes. La diferencia conceptual principal entre ellos es que, en los primeros, el movimiento de una rueda afecta al de la otra, por estar ambas conectadas entre sí rígidamente, cosa que no sucede en los sistemas independientes.

3.1. Sistemas de suspensión de eje rígido

En los sistemas de eje rígido (llamados ‘beam axle’ en inglés), las ruedas están montadas a cada extremo de una viga rígida, de manera que el movimiento de una rueda en un eje es transmitido a la otra rueda, haciendo que tengan el mismo ángulo de caída y, en caso de estar en el eje delantero, dirección.

Las ventajas principales de los ejes rígidos son:

- Su robustez, que los hace indicados para aplicaciones que requieran una gran capacidad de transporte de carga;
- El ángulo de caída no se ve afectado por el balanceo de la carrocería en curva, y el alineamiento se mantiene siempre, gracias a la mencionada conexión rígida entre las ruedas.

Los sistemas de eje rígido también tienen importantes desventajas:

- El hecho de conectar rigidamente ambas ruedas afecta a la adaptación de cada una de ellas individualmente con respecto al suelo, lo cual perjudica notablemente el comportamiento cuando el firme se hace irregular;
- Las masas no suspendidas son elevadas – por el peso que supone la viga rígida, y el diferencial, si es un eje motriz –, lo que perjudica también la agilidad de movimiento de la suspensión;
- El alineamiento no puede ser corregido fácilmente, porque no existe posibilidad de ajuste;
- Si el eje es el delantero, está expuesto a vibraciones en el sistema de dirección, causadas por oscilaciones provocadas por excitaciones diferentes en ambas ruedas.

En el eje delantero, prácticamente ha desaparecido el eje rígido, especialmente por el mencionado problema de vibraciones, pero en el eje trasero aún es ampliamente utilizado, por ser simple, barato y robusto.

A continuación, haremos una descripción de los esquemas utilizados más comunes.

3.1.1. Tipo ‘Hotchkiss’

Este sistema consta de un eje rígido con el diferencial integrado – que recibe el par de un árbol longitudinal – y que está montado al bastidor por medio de una ballesta semielíptica longitudinal para cada rueda, que se ancla aproximadamente en el punto medio de la ballesta. Para el amortiguamiento de las oscilaciones se acompaña con un par de unidades hidráulicas telescópicas. Puede verse un ejemplo en la figura 8.

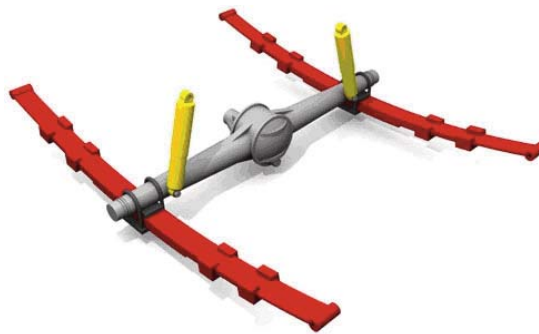


Figura 8: Suspensión tipo ‘Hotchkiss’

El sistema provee flexibilidad en sentido vertical, para que la ballesta funcione como resorte, pero la sujeción en las otras direcciones es bastante escasa, especialmente en dirección lateral, y también se hace susceptible a sufrir movimientos de torsión, debido a la progresiva disminución de la rigidez en las ballestas, para buscar mayor confort. En realidad, este sistema es el más in-

eficaz, pero se usa donde el comportamiento dinámico no es relevante, porque es el sistema más barato.

Si decidimos prescindir de las ballestas como elemento elástico, perderemos su función doble como elemento fijador de la rueda, por lo que necesitaremos otros modos de controlar el movimiento de las ruedas, debiendo recurrir a soluciones basadas en brazos de control. Estos sistemas son más avanzados, y permiten una mejor sujeción del eje, así como mejor absorción de impactos, por emplear resortes más eficaces. Los siguientes esquemas son los más utilizados.

3.1.2. Eje rígido con resorte helicoidal

Según se mencionó antes, la desaparición de la ballesta obliga a contar con otro modo de control del eje. Aquí se utilizan un par de brazos longitudinales para guiar a las ruedas, y se utilizan muelles helicoidales, acompañados con amortiguadores, que pueden estar situados de forma concéntrica con los muelles (disposición ‘coil-over’, como se suele llamar en inglés), o de forma separada, como en la figura 9, lo que permite mayor compacidad.

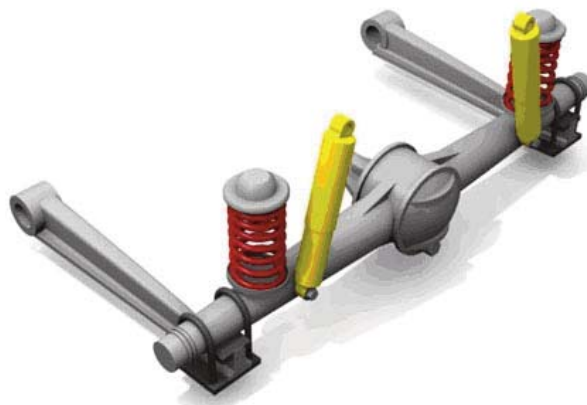


Figura 9: Eje rígido con resorte helicoidal

3.1.3. Tipo ‘4 barras’

Este sistema de 4 barras (o, en inglés, ‘4-link’) es otra alternativa para controlar el eje si se sustituyen las ballestas por muelles helicoidales. El control del eje se efectúa mediante cuatro brazos, repartidos en parejas para cada rueda: los inferiores toman la función del control longitudinal del eje, mientras que los superiores se encargan del par motor, del de frenado y de las fuerzas laterales. Existe una variante con los brazos superiores paralelos, y otra con ellos dispuestos en ángulo, o incluso reemplazados por un solo brazo triangular, como se ve en la figura 10.

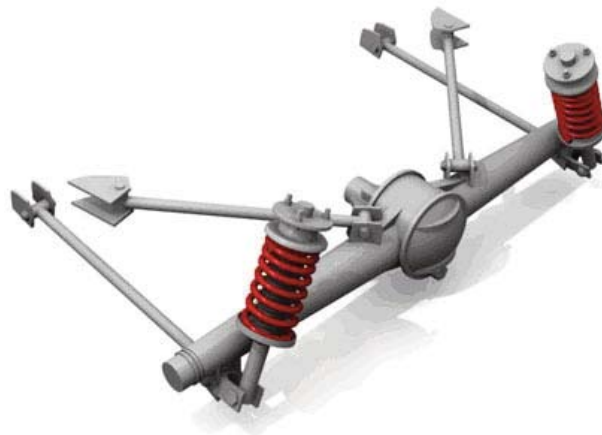


Figura 10: Suspensión tipo ‘4 barras’

3.1.4. Barra ‘Panhard’ y anclaje ‘Watt’

Son dignos de mención dos sistemas de control de movimiento del eje que son muy utilizados: la barra Panhard y el anclaje Watt. La barra Panhard consiste en una barra rígida dispuesta de lado, en el plano del eje, conectando un extremo del eje con el bastidor en el lado opuesto, como se ve en el esquema de la figura 11. El anclaje es realizado con pivotes que permiten a la barra girar sólo moviéndose en el plano vertical.

No ejercen un control efectivo en dirección longitudinal, por lo que se suelen usar en conjunción con brazos tirados. Las ventajas de la barra Panhard son su simplicidad y ligereza, así como su buena efectividad. En contrapartida, debe ser lo más larga posible para evitar los movimientos laterales del chasis respecto al eje que se derivan del arco descrito por la barra en su movimiento.

El centro de balanceo con una barra Panhard estará en el punto en que la barra se ancla al eje, por lo que se desplazará bastante con el movimiento del eje.

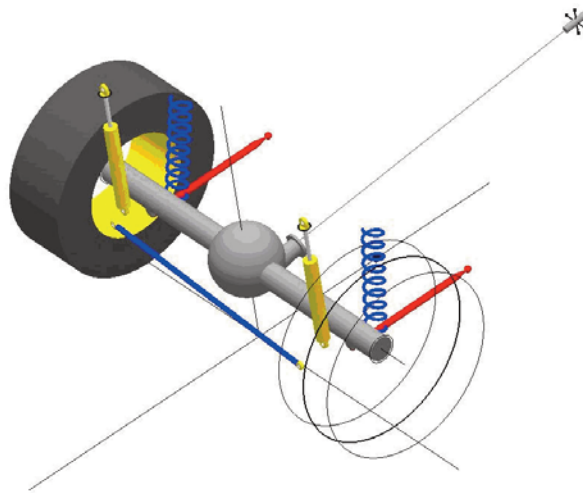


Figura 11: Barra ‘Panhard’

El anclaje Watt consiste en dos barras horizontales de igual longitud montadas a cada lado del chasis. Entre las dos barras se conecta una pequeña barra vertical, cuyo centro se articula con el centro del eje, como puede apreciarse en el esquema de la figura 12. Todas las articulaciones se realizan con pivotes que permiten rotar en el plano vertical.

El anclaje Watt permite al eje tener una trayectoria más aproximada a una línea recta, por lo que es más eficaz que una barra Panhard. Sin embargo, es más complejo. El centro de balanceo de una suspensión con este sistema estará en el punto del pivote central.

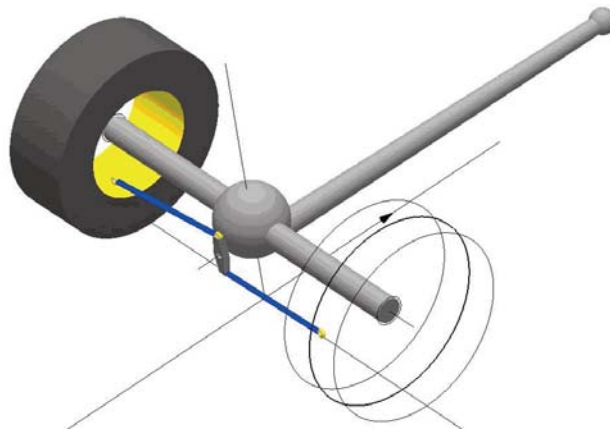


Figura 12: Anclaje 'Watt'

3.1.5. Tipo 'de Dion'

Este sistema se compone de la combinación de un diferencial y palieres como los que se montarían con una suspensión independiente, es decir, montados en el chasis, y un tubo lateralmente telescópico que une las dos ruedas del eje. En la figura 13 puede verse un esquema que incluye un eje de Dion.



Figura 13: Suspensión tipo 'de Dion'

Con esto se combina la virtud de los ejes rígidos, de no permitir cambio en el ángulo de caída de las ruedas cualquiera sea el movimiento de éstas, y por otro lado, disminuye las masas no suspendidas, como en una suspensión

independiente. Sin embargo, esta solución añade complejidad, porque requiere de doble número de juntas para los palieres, y si no se usan ballestas, debe recurrirse a métodos como los anteriormente mencionados para el control de las ruedas, por lo que, al final, se puede terminar teniendo un diseño de mayor peso.

Además, el fenómeno, ya conocido en las suspensiones independientes, de inducción de un efecto direccional en una rueda al enfrentar un bache, se reproduce en el eje de Dion para las dos ruedas, aunque sólo una encuentre el bache.

3.2. Sistemas de suspensión independiente

Las suspensiones de tipo independiente tienen como principal característica distintiva la de permitir, en contraste con los sistemas de eje rígido, un movimiento vertical para una rueda que es independiente del que tenga la otra rueda del mismo eje. Las principales ventajas de este tipo de sistemas son:

- Permite una mayor absorción de impactos y mayor estabilidad en terreno irregular, por lo que se puede mejorar notablemente la comodidad y el comportamiento sobre suelos de condiciones menos que excelentes;
- Una rigidez al balanceo en relación a la rigidez del muelle intrínsecamente superior a la de los sistemas de eje rígido;
- Una gran flexibilidad para determinar la situación del centro de balanceo, así como la evolución del apoyo de la zona de contacto de los neumáticos a lo largo del recorrido vertical de la rueda, merced a las mucho mayores posibilidades para elegir la geometría de los brazos de control;
- Permite alcanzar mayores valores de recorrido de las ruedas;
- Para su utilización en el eje delantero, supone una gran reducción de los

problemas de vibraciones transmitidas al sistema de dirección, merced a la desconexión de las ruedas entre sí y la interposición de la masa del coche entre ellas;

- También en relación a su utilización en ejes delanteros, proveen mayor espacio para montar el motor, con lo que pueden conseguirse diseños más compactos y optimizados;
- Permiten diseños con menos masa no suspendida y menor peso en general.

Sin embargo, también debemos decir que las suspensiones tienen la desventaja de que el balanceo de la carrocería afecta al ángulo de caída de los neumáticos, y dado que éste resulta fundamental para un buen apoyo de los mismos y, consecuentemente, un mayor agarre, es muy importante compensar este problema optimizando la geometría y/o haciendo uso de sistemas auxiliares de resistencia al balanceo, como por ejemplo, las barras estabilizadoras.

En general, puede decirse que los esquemas básicos de suspensión independiente pueden aplicarse tanto al eje delantero como al trasero. Lo que sigue es una revisión de las principales configuraciones de este tipo de sistemas.

3.2.1. Brazo oscilante

Esta configuración (llamada en inglés ‘swing axle’) es probablemente la manera más simple de obtener una suspensión independiente. Cada barra o semieje se conecta con una rueda, y se unen al diferencial o al chasis hacia el centro, tanto como sea posible.

Es conveniente maximizar en lo posible la longitud del brazo de oscilación – que sería llegar al punto medio del eje –, para minimizar uno de los grandes problemas de este sistema: el gran cambio que se produce en el ángulo de caída de las ruedas cuando llevan a cabo un movimiento vertical. Además, debido a su alto centro de balanceo (en la intersección de las prolongaciones de las líneas de los brazos), sufren de manera severa del fenómeno conocido como ‘jacking’, que levanta la carrocería e incide negativamente en el comportamiento.

Así pues, desde el punto de vista del comportamiento dinámico, este sistema es el menos adecuado de todos los que proveen suspensión independiente. Sus ventajas son una gran simplicidad y bajo coste de fabricación.

En la figura 14 se ve la ilustración de un sistema con brazo oscilante, y las líneas trazadas para obtener su centro de balanceo, que se encuentra en la intersección de dichas líneas.

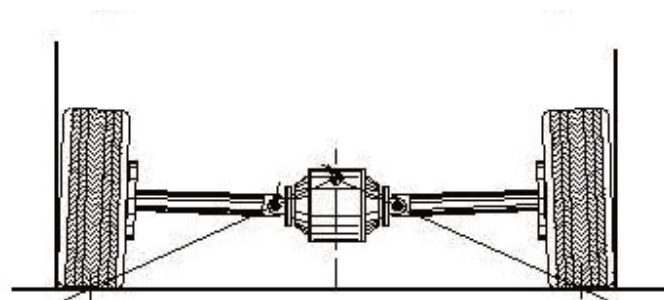


Figura 14: Suspensión de brazo oscilante

3.2.2. Brazos tirados

El sistema de brazos tirados (‘trailing arms’ en inglés) consiste en conectar cada rueda al chasis mediante un brazo, o dos brazos paralelos, que a su vez corren de forma paralela al eje longitudinal del vehículo. Dichos brazos pi-

votan sobre su punto de articulación con el chasis, con un eje de pivotamiento perpendicular al eje longitudinal del vehículo, por lo que el plano en el que los brazos se mueven es paralelo al plano de la rueda.

Debido a su ubicación longitudinal, los brazos controlan el cabeceo, y también absorben fuerzas de frenado y aceleración, lo cual les impone grandes exigencias de resistencia estructural.

El centro de balanceo en vista frontal se halla en el suelo, y no existe cambio en el ángulo de caída con el recorrido, así como tampoco hay movimiento de ‘scrub’, pero, dado que las ruedas permanecen paralelas al chasis, sí se produce cambio de caída con el balanceo. No se produce cambio de convergencia por geometría, pero sí puede ser por deflexión.

A veces se usan también brazos tirados para controlar ejes rígidos, como hemos visto en casos anteriores.

En la figura 15 se muestra un ejemplo de sistema por brazos tirados, en este caso, dobles brazos tirados.

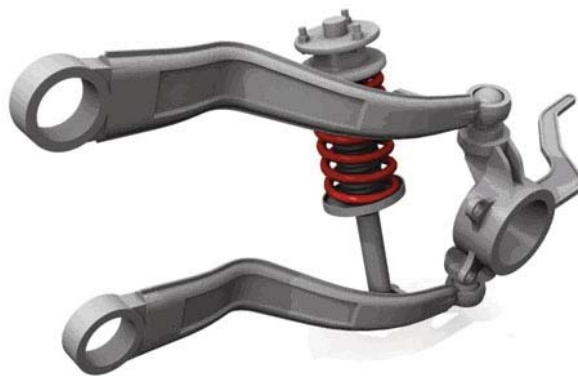


Figura 15: Suspensión de brazos tirados

3.2.3. Brazos semi-tirados

El esquema de brazos semi-tirados (llamado ‘semi-trailing arms’ en inglés) se encuentra, en cierto modo, entre una configuración de brazos tirados y uno de brazos oscilantes. En principio, sería un sistema de brazos tirados, pero con la articulación con el chasis desplazada hacia dentro del vehículo. Como consecuencia, el plano en el que oscila el brazo ya no sea paralelo al eje longitudinal del vehículo, sino que pasa a formar con él un ángulo, que habitualmente se sitúa entre los 18° y los 25° . Las consecuencias son que ahora sí que existe un cambio de caída con el recorrido de la rueda, y también efectos de cambio de convergencia.

Podemos apreciar un ejemplo de este esquema en la ilustración de la figura 16.

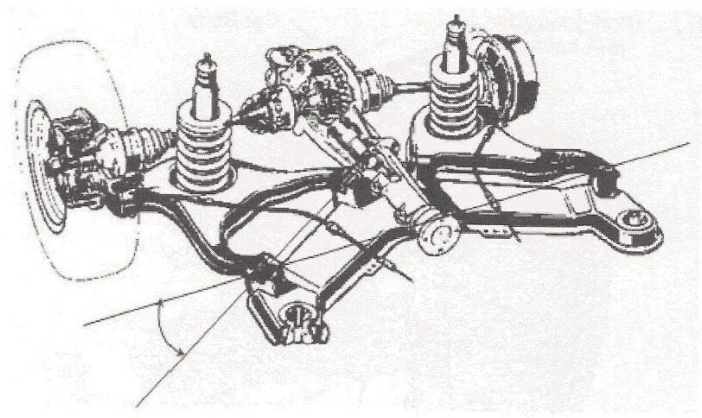


Figura 16: Suspensión de brazos semi-tirados

3.2.4. McPherson

El sistema McPherson incorpora una conexión inferior entre la rueda y el chasis proporcionada de varias maneras diferentes, como un brazo transversal y otro longitudinal, o un brazo triangular, por ejemplo, con la misión de

soportar las fuerzas transversales y longitudinales. La fijación superior corre a cargo de un puntal telescópico que incluye al amortiguador y el muelle en disposición concéntrica o ‘coil-over’ (aunque hay diseños en que se instala el muelle en una locación diferente), y que se ancla rígidamente en el ‘knuckle’ del lado de la rueda. La unión del pilar con el chasis se efectúa en una posición elevada, de forma que el pilar esté en una posición vertical, o cercana a ella.

El sistema es barato y simple, y ocupa muy poco espacio en sentido lateral y longitudinal, lo que lo hace particularmente indicado para coches de tracción con motores transversales, y especialmente con construcción monocasco. Sin embargo, requiere de mucho espacio en dirección vertical, lo que limita el diseño en la parte del capó. Se usan mayoritariamente en el eje delantero, donde por lo general la rueda gira directamente sobre el puntal superior. Sin embargo, aunque el punto de montaje superior del puntal debe estar en la proyección del eje del pivote de dirección, ambos ejes no tienen porqué ser necesariamente iguales.

Pueden alcanzarse valores bastante bajos de centro de balanceo y una buena fijación de su movimiento, y pueden proveer un buen confort, pero apenas aportan ganancia de caída negativa con el recorrido, y plantean problemas de ‘scrub radius’ si queremos instalar neumáticos anchos.

La figura 17 muestra un esquema típico McPherson con amortiguador y muelle en ‘coil-over’.



Figura 17: Suspensión tipo ‘McPherson’

3.2.5. Dobles triángulos superpuestos

La suspensión de dobles triángulos (llamada en inglés ‘double A-arm’, o ‘double wishbone’) es el sistema más utilizado en los coches de competición, por su gran flexibilidad de diseño, que permite adaptarla para cumplir casi cualquier requisito con gran eficacia y menor compromiso que cualquiera de los otros sistemas mencionados anteriormente, aunque no es posible optimizar todos sus parámetros a la vez.

Consta, básicamente, de dos brazos transversales en forma triangular o de ‘V’, que se disponen uno sobre otro, articulándose ambos tanto con el chasis como con la rueda. La figura 18 muestra un esquema típico de este sistema.



Figura 18: Suspensión de dobles triángulos superpuestos

Los brazos pueden: ser paralelos o estar uno o ambos inclinados con el mismo o diferente ángulo; tener la misma o diferentes longitudes en vista frontal, y la misma o diferente forma en vista superior; pueden tener el muelle y el amortiguador en forma de ‘coil-over’ o de forma separada, anclándose a la rueda directamente, o al brazo inferior de la suspensión, o de forma indirecta, mediante varillas empujadoras (por ejemplo, ‘rocking arm’, ‘push rod’, o ‘pull rod’, como se ve en la figura 19), lo que les permite estar instalados dentro del chasis (la llamada instalación ‘inboard’), y ganar centrado de masas y disminución de masas no suspendidas. También puede aplicarse casi cualquier valor que se desee para los parámetros de la rueda, merced a tantas opciones de configuración de los elementos.

Tal y como se dijo, este sistema permite una gran cantidad de variables para el diseño que permiten conseguir geometrías con excelentes características de funcionamiento, pero precisamente tantas variables con que trabajar le otorgan una gran complejidad de análisis. También es compleja desde el punto de vista mecánico, al requerir más piezas que otros sistemas; en especial, una adaptación para los palieres, que les permita cambiar de longitud con el recorrido de la rueda.

Es considerado sea el sistema con mejor relación resistencia / peso, y además el que menor masa no suspendida tenga. En general, es el sistema que permite mejores prestaciones, aunque tiene la desventaja de requerir bastante espacio en dirección transversal.

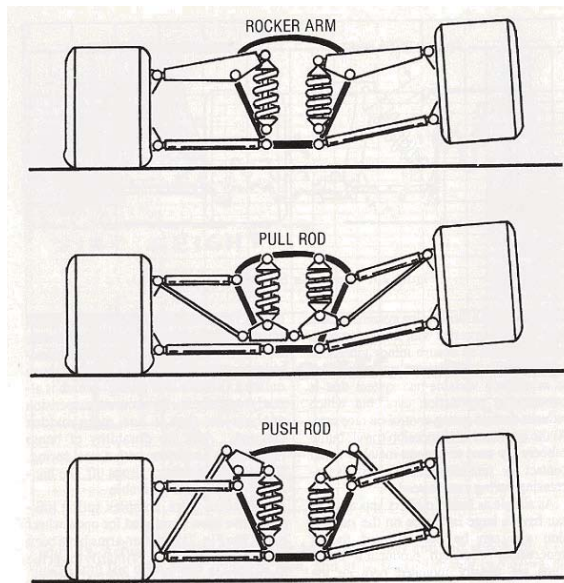


Figura 19: Instalaciones 'inboard' para muelle y amortiguador

3.2.6. Sistemas multibrazo

Las suspensiones multibrazo (también llamadas 'multi-link') son muy similares: las diferencias básicas son que, en lugar de los dos brazos que forman los triángulos, en este sistema, cada brazo es individual, articulado por rótulas, para eliminar cargas flectoras. Hay muchas variantes de este tipo, con diferentes geometrías, e incluso utilizando cinco barras en lugar de cuatro, lo que sobrerrestringe el sistema, pero minimiza las deflexiones. En las ilustraciones de las figuras 20 y 21 vemos, desde dos vistas, un ejemplo de sistema multibrazo.



Figura 20: Suspensión multibrazo (vista 1)

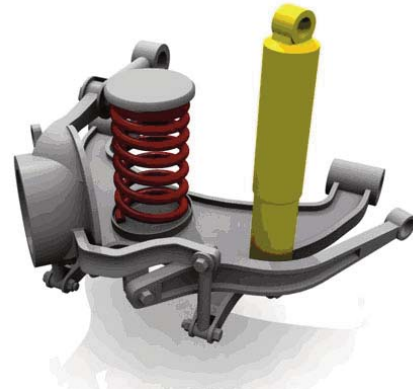


Figura 21: Suspensión multibrazo (vista 2)

4. AMORTIGUADORES HIDRÁULICOS

4.1. Constitución

Los amortiguadores hidráulicos constituyen el presente en cuanto a elementos amortiguadores de las suspensiones de los vehículos. En estos, la fuerza disipativa es función de la velocidad.

Aunque han existido otros tipos de amortiguadores hidráulicos, como son los giratorios y los de pistón, los que actualmente se utilizan son los de tipo telescópico. Básicamente constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que hay aceite. Sobre el pistón existen dos tipos de válvulas (de apertura por área y de apertura por presión) que permiten el paso de aceite de una parte a otra cuando la presión supera un valor establecido por diseño.



Figura 22: Flujo de aceite a través de la válvula de apertura por área



Figura 23: Flujo de aceite a través de las válvulas de apertura por presión

Las válvulas de apertura por área (figura 22) son orificios fijos (salvo cuando se trata de un amortiguador monotubo regulable) que restringen el paso del caudal; mientras que las válvulas de apertura por presión (figura 23)

consisten en unas láminas sobre las que es necesario ejercer una determinada presión para que se abran y a medida que ésta aumenta la apertura va siendo mayor.

Cuando la velocidad entre ambos extremos del amortiguador es baja, la válvula de apertura por presión permanece cerrada y el aceite pasa a través de los orificios de apertura por área. Una vez que la presión del aceite alcanza la de tarado de la válvula de presión, ésta empieza a abrirse y deja pasar el aceite.

Lo normal es que la válvulas de extensión y compresión sean diferentes posibilitando, de esta forma, que el esfuerzo en compresión sea menor para una misma velocidad, característica que interesa utilizar en los vehículos de carretera para evitar la transmisión a través del amortiguador de las grandes fuerzas compresivas que se generarían en el mismo cuando la rueda se encuentra con un obstáculo.

Existen fundamentalmente dos tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos; los de doble tubo, o bitubo, y los de un solo tubo, o monotubo.

4.2. Amortiguadores bitubo

Los amortiguadores de doble tubo (figura 24) son los más comunes en la actualidad y los hay de dos tipos, presurizados y no presurizados. Los primeros tienen aceite y gas mientras que los segundos sólo aceite. Constan de dos cámaras (interior y de reserva) y tienen válvulas en el pistón y en la base del amortiguador.

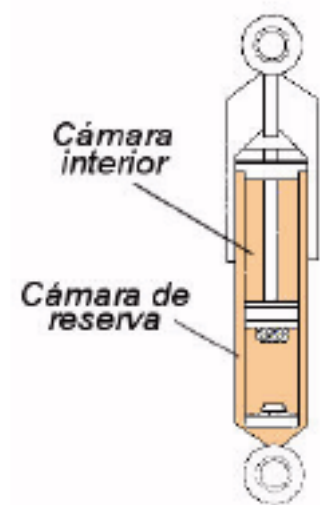


Figura 24: Esquema básico de un amortiguador bitubo

El funcionamiento de ambos tipos es muy similar, teniendo que distinguir dos movimientos:

- Carrera de compresión: Cuando el vástago penetra, el aceite contenido en la cámara interior fluye sin resistencia a través de los orificios A, B, C y D y la válvula de no-retorno (19) de la figura 25 hacia el espacio generado al otro lado del pistón. Simultáneamente, una cierta cantidad de aceite se ve desplazada por el volumen que el vástago va ocupando en la cámara interior. Este aceite forzosamente pasa por la válvula de pie hacia la cámara de reserva, la cual está llena de aire a 1 bar o nitrógeno entre 4 y 8 bar. La fuerza de amortiguamiento viene dada por la resistencia que pone la válvula de pie al paso del aceite.
- Carrera de extensión: Al tirar del vástago hacia fuera el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en él. La resistencia que el aceite encuentra en dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento de extensión. El aceite que había llegado a la cámara de reserva (6) vuelve sin resistencia por la válvula de pie a la cámara interior para compensar el volumen liberado por el vástago.

Los no presurizados (figura 25) tienen la pega de que se pueden formar bolsas de aire en condiciones como el transporte horizontal antes de la instalación, el enfriamiento del aceite y su posterior contracción, con lo que se succiona aire hacia la cámara principal.

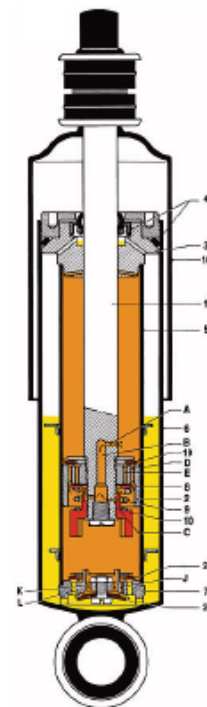


Figura 25: Esquema completo de un amortiguador bitubo no presurizado

Los presurizados (figura 26) buscan mejorar las prestaciones de los amortiguadores de doble tubo convencionales añadiendo una cámara de gas de baja presión (ya que la fuerza amortiguadora en compresión la sigue proporcionando la válvula de pie) de forma que la fuerza de extensión realizada por el amortiguador en su posición nominal es baja. Presenta ventajas respecto de los amortiguadores no presurizados como son:

- Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas amplitudes.
- Mejor confort de marcha.
- Mejores propiedades de amortiguación en condiciones extremas.
- Reducción de ruido hidráulico.
- Siguen operativos aunque pierdan gas.

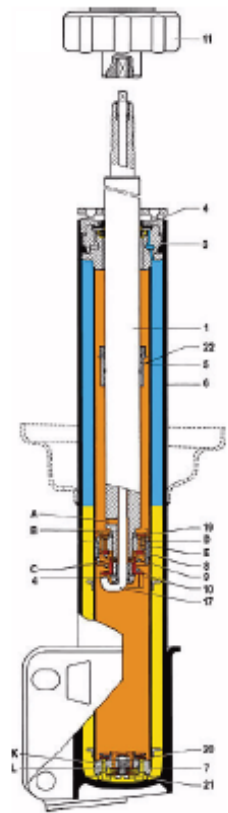


Figura 26: Esquema completo de un amortiguador bitubo presurizado

4.3. Amortiguadores monotubo

Los amortiguadores monotubo (figuras 27 y 30) constan de dos cámaras principales; una contiene el aceite y la otra gas a presión que están separadas por un pistón flotante. El gas utilizado es normalmente nitrógeno debido a que no reacciona con el aceite y no presenta grandes cambios en sus propiedades por efecto del calor generado.

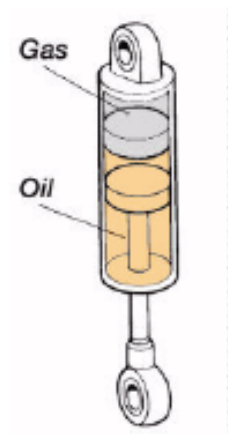


Figura 27: Esquema básico de un amortiguador monotubo

Al igual que hicimos con los amortiguadores bitubo explicaremos el funcionamiento diferenciando entre:

- Carrera de compresión (figura 28): A diferencia del bitubo el amortiguador monotubo no tiene cámara de reserva; de esta forma, el problema de ubicar el aceite que ocupa el espacio tomado por el vástago al penetrar se soluciona con una cámara de volumen variable. El pistón flotante se encarga de dividir la cámara interior en dos zonas; una la del aceite, y otra rellena de gas presurizado (20 a 30 bares).

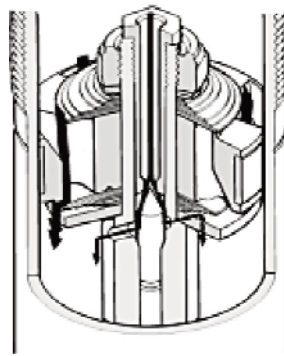


Figura 28: Flujo de aceite durante la carrera de compresión

Al empujar el vástago hacia dentro la presión que ejerce el aceite sobre el pistón flotante hace que la zona del gas se comprima, aumentando la presión en ambos lados, por lo cual, el aceite se ve obligado a pasar a través de las válvulas del pistón. La resistencia que oponen dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento.

- Carrera de extensión (figura 29): Al tirar del vástago hacia fuera el aceite que queda por encima del pistón se comprime y pasa a través de las válvulas que hay en él. La resistencia que el aceite encuentra en dichas válvulas es la fuerza de amortiguamiento de extensión.

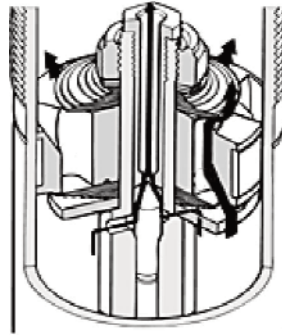


Figura 29: Flujo de aceite durante la carrera de extensión

Por la disminución de presión en la cámara, el pistón flotante recupera su posición original para compensar el volumen liberado por el vástago.

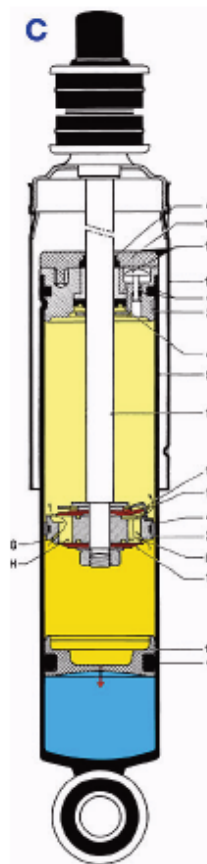


Figura 30: Esquema completo de un amortiguador monotubo

4.4. Bitubo vs Monotubo

Los amortiguadores monotubo presentan algunas ventajas con respecto a los bitubo no presurizados:

- Buena refrigeración debido a que la cámara está en contacto directo con el aire. Esto se traduce en una mayor eficacia, pues hay que tener en cuenta que el amortiguador es un dispositivo que convierte la energía cinética en energía calorífica.
- Mayor diámetro de pistón a igual diámetro de carcasa, lo que permite reducir las presiones de operación.
- El nivel de aceite no baja al quedar el vehículo estacionado (problema que ocasiona bolsas de aire).
- El aceite no forma espuma debido a la presurización, evitando problemas de cavitación y resultando un buen amortiguamiento incluso con pequeñas vibraciones de alta frecuencia.
- Gracias al pistón separador no queda restringida la posición de montaje, pudiéndose colocar incluso horizontalmente.

Como desventajas se podrían citar:

- Mayores costos derivados de requerimientos de precisión, tolerancias de fabricación y estanqueidad del gas.
- La valvulería es más compleja.
- Su mayor necesidad de espacio puede aumentar su longitud por encima de 100 mm en aplicaciones a automóviles.
- Debido a la presión interna del gas y a la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón la fuerza de extensión que realizan en su posición nominal puede provocar variaciones en la altura de suspensión.

5. ALTERNATIVAS Y DESARROLLOS FUTUROS

Existen otros tipos de suspensiones que no se basan en la clásica disposición muelle helicoidal-amortiguador telescópico como son la suspensión hidroneumática y la suspensión neumática.

La suspensión hidroneumática se basa en esferas, que sustituyen al conjunto muelle amortiguador, en cuyo interior contienen aire y un fluido separados por una membrana. El líquido, empujado por una bomba de alta presión, forma parte de un circuito hidroneumático que une los cuatro extremos del coche. Cuando la rueda encuentra un obstáculo aumenta la presión del líquido y a través de la membrana comprime el aire, que luego se vuelve a expandir, haciendo las funciones de muelle y amortiguador.

El sistema hidroneumático aporta algunas ventajas, como son el hecho de poder nivelar el vehículo así como la posibilidad de ajustar la rigidez de la suspensión.

La suspensión neumática se basa en el mismo principio de intercalar entre el bastidor y el eje de las ruedas o los brazos de la suspensión un resorte neumático; éste está formado por una estructura de goma sintética reforzada que forma un espacio vacío en su interior que por su parte inferior queda unido a un émbolo sobre el eje o brazos de la suspensión.

Cuando una rueda sube o baja debido a las irregularidades del firme, la variación de volumen provoca una variación de presión en el interior del resorte, que le obliga a recuperar su posición inicial después de pasar el obstáculo. Este sistema necesita de una fuente de aire comprimido.

El futuro de las suspensiones pasa por la incorporación de la electrónica, cuyo principal objetivo es lograr el compromiso confort-estabilidad, ya que si se hace un vehículo muy cómodo para los ocupantes se está sacrificando su comportamiento y viceversa.

Debido a esto están apareciendo multitud de posibilidades de regulación que, según parece, llevan la evolución de las suspensiones en la línea de los llamados sistemas “inteligentes”, a diferencia de los sistemas actuales que vienen a denominarse suspensiones pasivas.

Las suspensiones adaptativas (figura 31) representan una evolución respecto a las citadas suspensiones pasivas. Consiste en modificar la rigidez del muelle o del amortiguador mediante actuadores de baja potencia, normalmente de manera discreta, en función de diferentes parámetros previamente monitorizados por sensores.

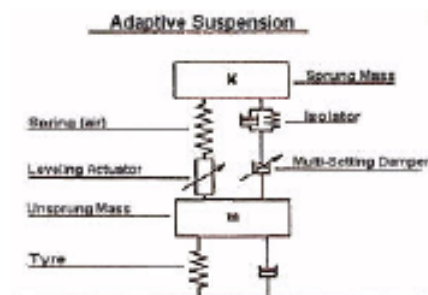


Figura 31: Esquema de una suspensión adaptativa

Las suspensiones activas y semiactivas consisten en un sistema de lazo cerrado con retroalimentación. En las activas (figura 33) no hay muelle ni amortiguador; un actuador hidráulico genera fuerzas para compensar el balanceo y cabeceo del vehículo, mientras que un computador electrónico se encarga de monitorizar constantemente, mediante sensores, el perfil de la carretera y envía señales eléctricas a las suspensiones delantera y trasera. En este punto,

los componentes hidráulicos, consistentes en bombas, actuadores y servoválvulas, actuarán manteniendo un nivel máximo de estabilidad.

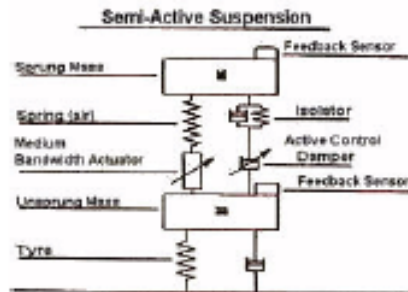


Figura 32: Esquema de una suspensión semiactiva

Las suspensiones semiactivas (figura 32), por su parte, emplean muelles convencionales debido a que utilizan tanto sistemas activos como pasivos. Los primeros son utilizados para controlar las bajas frecuencias mientras que los últimos son para controlar las altas frecuencias.

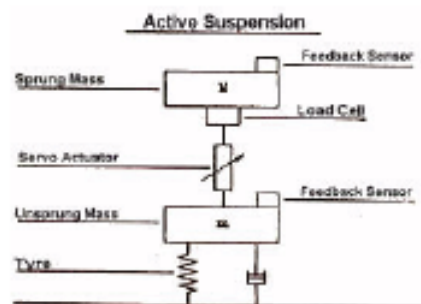


Figura 33: Esquema de una suspensión activa

Esta diferenciación entre alta y baja frecuencia viene dado por el tiempo de respuesta (ancho de banda). Si el rango de frecuencias abarca de 3 a 5 Hz el sistema se denomina de baja frecuencia, mientras que si el rango abarca frecuencias más elevadas, de hasta 10 ó 12 Hz, se denomina de alta frecuencia.

La suspensión activa puede controlar ambos rangos pero debido al coste que suponen y a la potencia que necesitan para funcionar, su uso para los sistemas de alta frecuencia queda restringido a la competición. Este rango de fre-

cuencias queda, de esta manera, suplido con suspensiones pasivas (figura 34) en los vehículos “de calle”.

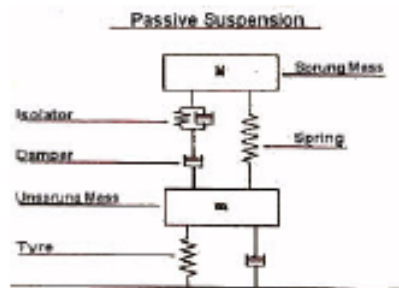


Figura 34: Esquema de una suspensión pasiva

Los amortiguadores magnetorreológicos representan un caso particular de suspensión semiactiva. Se trata de amortiguadores monotubo que en vez de aceite corriente llevan un fluido compuesto de un 40% aproximadamente de partículas metálicas flotando en él. Al magnetizarse, el fluido modifica su viscosidad, dependiendo del campo ejercido, consiguiendo variar la dureza del amortiguador. La intensidad del campo magnético la ajusta una centralita que recibe señales de varios sensores. En la figura 35 se puede observar el funcionamiento de estos amortiguadores.

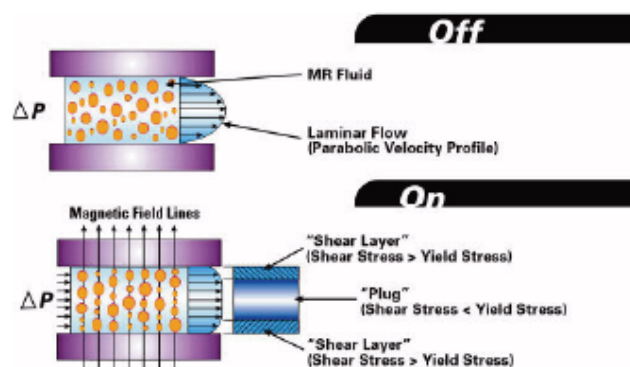


Figura 35: Proceso de magnetización del fluido

La principal ventaja de este sistema frente a los tradicionales es la rapidez de variación del tipo de amortiguación y las infinitas posibilidades de regulación que permite.

BANCOS DE ENSAYO (DIAGRAMADORAS)

1. INTRODUCCIÓN.

Los bancos de ensayo, o diagramadoras en el lenguaje de los fabricantes, son un elemento indispensable a la hora de ensayar los amortiguadores antes de su puesta en el mercado y para su posterior análisis con vistas a la mejora o a la correcta aplicación de los mismos.

Se distinguen dos tipos dependiendo de la central de potencia y de los movimientos que permiten:

- Electromecánicas: La central de potencia la constituye un motor eléctrico.
- Servohidráulicas: La potencia viene suministrada por uno, o varios, actuadores hidráulicos que proporcionan mayor fuerza para la realización del ensayo. Son las más comunes.

En el siguiente capítulo se expondrán diferentes tipos de diagramadoras con sus respectivas características.

No existe normativa nacional o internacional establecida relativa a los ensayos de amortiguadores sino que cada fabricante tiene su propio proceso de ensayo y análisis. De la misma forma no existe un protocolo a la hora de realizar los análisis pero todos los fabricantes aceptan como una suerte de patrón los resultados de las máquinas de la empresa MTS® de la que se expondrán algunos ejemplos en el siguiente apartado.

2. TIPOS DE BANCOS DE ENSAYO

A continuación se expondrán una serie de ejemplos de bancos de ensayo atendiendo a la forma que tienen de operar así como a ciertas características que les dotan de versatilidad en la realización de pruebas de caracterización de amortiguadores.

2.1. Bancos de ensayo electromecánicos

Son máquinas de ensayo cuya central de potencia consiste en un motor eléctrico que proporciona giro a un volante, el cual, mediante un vástago conectado al pistón, transforma el movimiento de rotación en un movimiento lineal. Estos marcos de ensayo son los más escasos debido a que la fuerza suministrada por su central de potencia es menor que en el caso de las servo-hidráulicas.

Como ejemplo a este tipo de bancos de ensayo se puede citar el suministrado por la empresa MecaDyn® (figura 36); el cual tiene la posibilidad de modificar la velocidad de giro del volante para simular diferentes condiciones de uso.

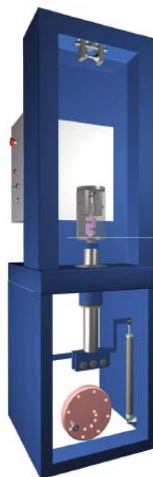
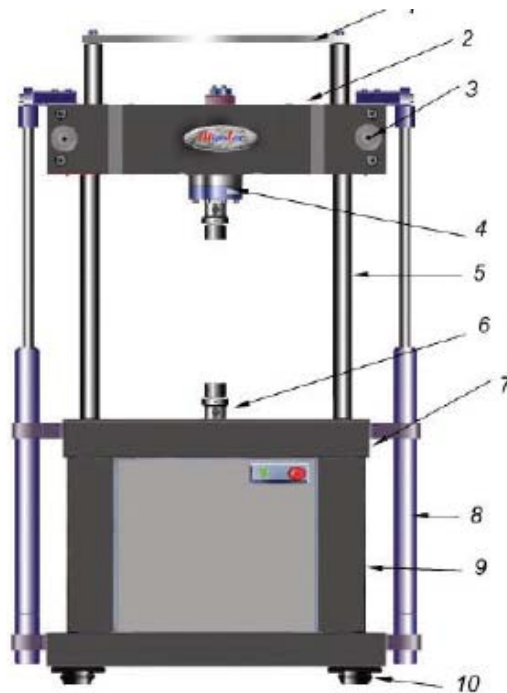


Figura 36: MecaDyn® 101

2.2. Bancos de ensayo servohidráulicos

Se trata de máquinas de ensayo dotadas de uno o varios actuadores servohidráulicos que proporcionan mayor fuerza que las electromecánicas. Generalmente son muy versátiles, ya que permiten ensayos de fatiga y dinámicos con sollicitaciones en tracción compresión y flexión.

En la figura 37 se muestra un esquema de los elementos que componen un marco de ensayo de este tipo, en particular de la serie EFH de Microtest®.



- 1: Travesaño fijo (opcional)
- 2: Puente móvil
- 3: Sistema de bloqueo/desbloqueo del cabezal
- 4: Transductor de fuerza
- 5: Columnas de guiado cromadas
- 6: Servoactuador hidráulico
- 7: Placa base
- 8: Cilindros de subida/bajada del puente móvil
- 9: Chasis
- 10: Soportes de apoyo de amortiguación

Figura 37: Microtest® serie EFH

Las empresas que comercializan estos bancos de ensayo ofrecen, generalmente bajo demanda del usuario, modificaciones constructivas para adaptarse a sus necesidades. De esta forma pueden ser utilizadas para otros fines como ensayos estáticos de materiales (figura 38).



Figura 38: Bastidor de 1500 kN con mordazas acopladas para el ensayo de metales

Aunque la versatilidad de estas máquinas es un valor añadido, empresas como IST[®] poseen en catálogo un conjunto de marcos exclusivos para el ensayo de amortiguadores con diferentes características dependiendo de las necesidades del demandante entre las que destaca la posibilidad de orientar el marco de ensayo desde la posición vertical típica hasta una posición totalmente horizontal (figura 39).



Figura 39: Diagramadora de amortiguadores basada en la MSP Standard Series de IST[®]

En el ámbito de las empresas que suministran bancos de ensayo para amortiguadores cabe destacar la contribución que, desde 1966, viene haciendo MTS® Systems Corporation, la cual posee en catálogo infinidad de soluciones personalizables para cada necesidad en el campo de los ensayos.

Fruto de la colaboración en el desarrollo de productos de forma conjunta con el cliente, se adaptan a las necesidades del mismo para optimizar los diseños y mejorar la productividad.

Al estudio del comportamiento mecánico de los amortiguadores, hay que sumar la capacidad de los marcos de ensayo de MTS® para medir otros parámetros como son la influencia de la temperatura en el comportamiento en servicio, así como las distintas formas de onda aplicables durante el ensayo.

Todos estos parámetros son fácilmente evaluables con el software suministrado por MTS® así como con el hardware opcional que distribuyen consistente en equipos que parten desde controladores digitales hasta auténticos servidores (figura 40) que son capaces de analizar y evaluar datos de varios bancos de ensayo.

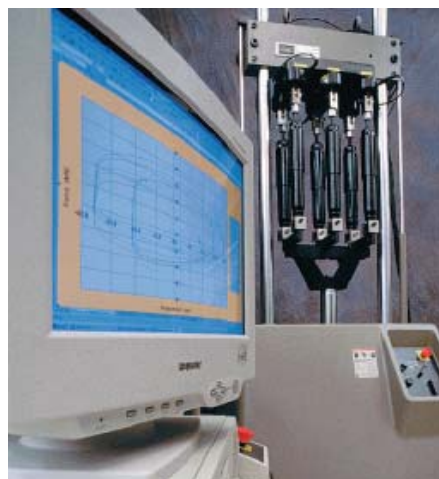


Figura 40: Modelo 850.50 ensayando seis amortiguadores simultáneamente

Las capacidades de carga de los bancos de ensayo servohidráulicos abarcan un rango bastante amplio que parte desde los 15 kN de las más sencillas hasta los 1500 ó 2000 kN de las más potentes (figura 38).

Lo mismo ocurre con las frecuencias de excitación que proporcionan estos actuadores, estando comprendidas entre los 0,1 Hz hasta los 1000Hz que proveen las máquinas de IST® con sus modelos VHF (figura 41).



Figura 41: Very High Frequency 7D

Como se ha podido comprobar a lo largo de estas líneas, la oferta de bancos de ensayo cubre prácticamente todas las necesidades existentes siendo fácilmente identificable un modelo que se adapte a los requerimientos del ensayo de caracterización que corresponda.

ESTADO DEL ARTE

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la implementación de modelos que simulen el comportamiento real de los sistemas es fundamental en el mundo de la ingeniería. A la hora de diseñar o simplemente tratar de mejorar un elemento, se antoja imprescindible disponer de alguna herramienta que permita conocer a priori de una forma más o menos exacta el comportamiento o la reacción que dicho elemento va a tener en las condiciones que interesen, sin tener que hacer pruebas con él, sino simulando su uso.

Entre las ventajas que esto aporta es deseable destacar:

- Ahorro de tiempo y de medios de desarrollo.
- Aumento de posibilidad de pruebas y ensayos.
- Se evitan los malos diseños.
- Reducción de esfuerzo de experimentación y mediciones.

Todo lo anteriormente mencionado redundará, en definitiva, en ahorro económico. Baste observar que todos los fabricantes los emplean a la hora de desarrollar sus productos.

En los siguientes capítulos se presentarán los distintos modelos que, a criterio del autor, han representado un avance significativo en el desarrollo de la caracterización dinámica de amortiguadores.

2. MODELO DE REYBROUCK

K. Reybrouck [10] trabaja para Monroe lo que aporta rigor al modelo que se va a describir a continuación. Consiste en un modelo matemático de amortiguadores monotubo conciso, esto es, bastante sencillo, pero a la vez eficiente, riguroso y fiable.

En el modelo se tiene en cuenta la influencia de la temperatura, el desplazamiento e incluso la aceleración, permitiendo hacer simulaciones dinámicas. Sin embargo, no es un método de respuesta en frecuencia.

El modelo deriva de otros que se basan en cálculos hidráulicos mucho más elaborados de flujos y presiones. Sin embargo, Reybrouck considera el flujo de aceite en el interior del amortiguador permanentemente turbulento, lo que limita la precisión del modelo a velocidades de excitación muy bajas, a la vez que lo simplifica, evitando que los cálculos lleven demasiado tiempo.

De todos modos, se asegura la fiabilidad del modelo para el rango de señales comprendidas desde 0,5 Hz hasta 30 Hz; con lo cual queda dentro de las exigencias de la mayoría.

2.1. Consideraciones físicas del modelo

Para el análisis de los resultados se consideran positivas las fuerzas y velocidades cuando el amortiguador está trabajando en extensión. Teniendo en cuenta esta consideración, si tiramos del vástago hacia fuera, se producen tres fuerzas en el interior del amortiguador cuya suma se corresponde a la que hay

que hacer para sacar el vástago, esto es, la fuerza que produce el propio amortiguador.

Obviamente, en la carrera de compresión, las fuerzas adoptarán signo contrario, exceptuando la fuerza que ejerce el gas que mantendrá el signo (que no la magnitud). De esta forma se distinguen cuatro fuerzas diferentes:

- F_{damper} : la producida por el amortiguador.
- $F_{damping}$: la fuerza de amortiguamiento que proporcionan las válvulas del pistón al restringir el paso del aceite.
- F_{gas} : la fuerza fruto de la presión a la que está sometido el nitrógeno.
- $F_{friction}$: la producida por el rozamiento entre el pistón y las paredes de la cámara.

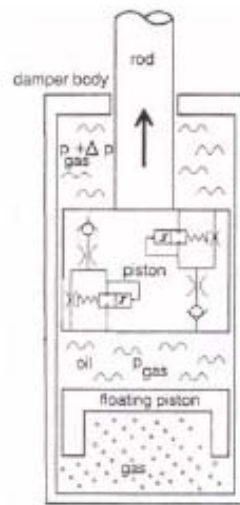


Figura 42: Modelo utilizado por Reybrouck

De esta forma, la fuerza del amortiguador es:

$$F_{damper} = F_{damping} + F_{gas} + F_{friction} \quad (\text{ec. 1})$$

A continuación se detalla el desarrollo seguido para la modelización de cada una de las tres fuerzas de la ecuación 1.

2.1.1. F_{damping}

Como ya se explicó en la primera parte, las válvulas del pistón pueden funcionar por áreas o por diferencias de presión, según cómo se abran y permitan el paso del flujo. En la figura 43 se aprecian las restricciones que generan estas válvulas.

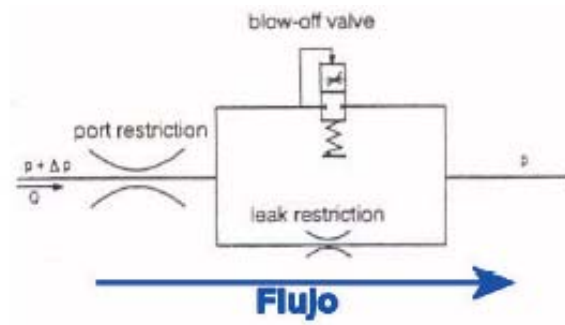


Figura 43: Restricciones debidas a las válvulas

Las restricciones denominadas *port* y *leak* corresponden a las válvulas de apertura por área (orificios grandes y orificios pequeños respectivamente); mientras que la denominada *blow-off* corresponde a las diferencias de presión. Se observa el detalle de que el orificio pequeño se encuentra en paralelo con la válvula de apertura por presión, mientras que el flujo ha de pasar obligatoriamente por el orificio grande.

Las fuerzas generadas en las tres restricciones que propone Reybrouck son las siguientes:

$$F_{leak} = K_{leak} \cdot v^{0,25} \cdot \dot{y}^{1,75} - K_{hys} \cdot \ddot{y} \quad (\text{ec. 2})$$

$$F_{port} = K_{port} \cdot v^{0,25} \cdot \dot{y}^{1,75} \quad (\text{ec. 3})$$

$$F_{blow-off} = F_{preload} + K_{spring} \cdot \dot{y} \quad (\text{ec. 4})$$

Donde:

- K_{leak} , K_{port} , K_{hys} y K_{spring} son respectivamente los parámetros que representan la restricción del orificio pequeño, la del orificio grande, la histéresis producida por el agujero pequeño y la rigidez del muelle de la válvula de apertura por presión.
- ν representa la viscosidad cinemática del aceite.
- \dot{y} e \ddot{y} corresponden a la velocidad y aceleración del vástago respectivamente.
- $F_{preload}$ simboliza la fuerza mínima que hay que ejercer para abrir la válvula de apertura por presión.

Se obtiene una relación empírica que liga estas tres fuerzas (ecuación 5) bajo la premisa de que, según se va alcanzando un determinado valor de presión el flujo evoluciona de pasar únicamente por los orificios a ir fluyendo parte de él por la válvula de apertura por presión; la cual va abriéndose hasta que la mayoría del flujo transcurre por ella.

$$F_{damping} = \frac{F_{leak} \cdot F_{blow-off}}{K_{tr} \sqrt{F_{leak}^{K_{tr}} + F_{blow-off}^{K_{tr}}}} + F_{port} \quad (\text{ec. 5})$$

Siendo K_{tr} un nuevo parámetro que determina el modo en que se produce la transición del flujo de una válvula a otra.

2.1.2. F_{gas}

Mide el empuje estático que el gas presurizado ejerce sobre el pistón. Se define la posición estática del amortiguador como aquella en la cual el desplazamiento y es nulo. Basándose en la ley de los gases ideales se deduce el

contenido de gas en la cámara como puede observarse en la ecuación siguiente.

$$p_{gas,static} \cdot V_{gas,static} = m \cdot R_i \cdot T \Rightarrow F_{gas,static} = \frac{m \cdot R_i \cdot A_{rod} \cdot T}{V_{gas,static}} \quad (\text{ec. 6})$$

En la ecuación 6; m es la masa del gas, R_i la constante de los gases y A_{rod} el área del pistón. La variación de fuerza producida por el gas mientras el amortiguador se mueve sigue la ley de los gases adiabáticos, con lo cual queda de la siguiente forma:

$$F_{gas,dyn} = \frac{F_{gas,static} \cdot V_{gas,static}^{1,4}}{(V_{gas,static} + A_{rod} \cdot y)^{1,4}} \quad (\text{ec. 7})$$

2.1.3. F_{friction}

El rozamiento se incluye como una fuerza constante que no depende ni de la posición ni de la velocidad del amortiguador, denominada F_{offset} ya que generalmente la fricción únicamente suele ser relativamente importante a muy bajas velocidades.

2.2. Diagrama de flujo

En la figura 44 se representa el diagrama de flujo que aglutina todo lo visto hasta ahora. En él se distinguen ambas carreras, tanto de extensión (*rebound*) como de compresión (*compression*) en función de que la velocidad sea positiva o no. Asimismo los parámetros son diferentes para los dos casos.

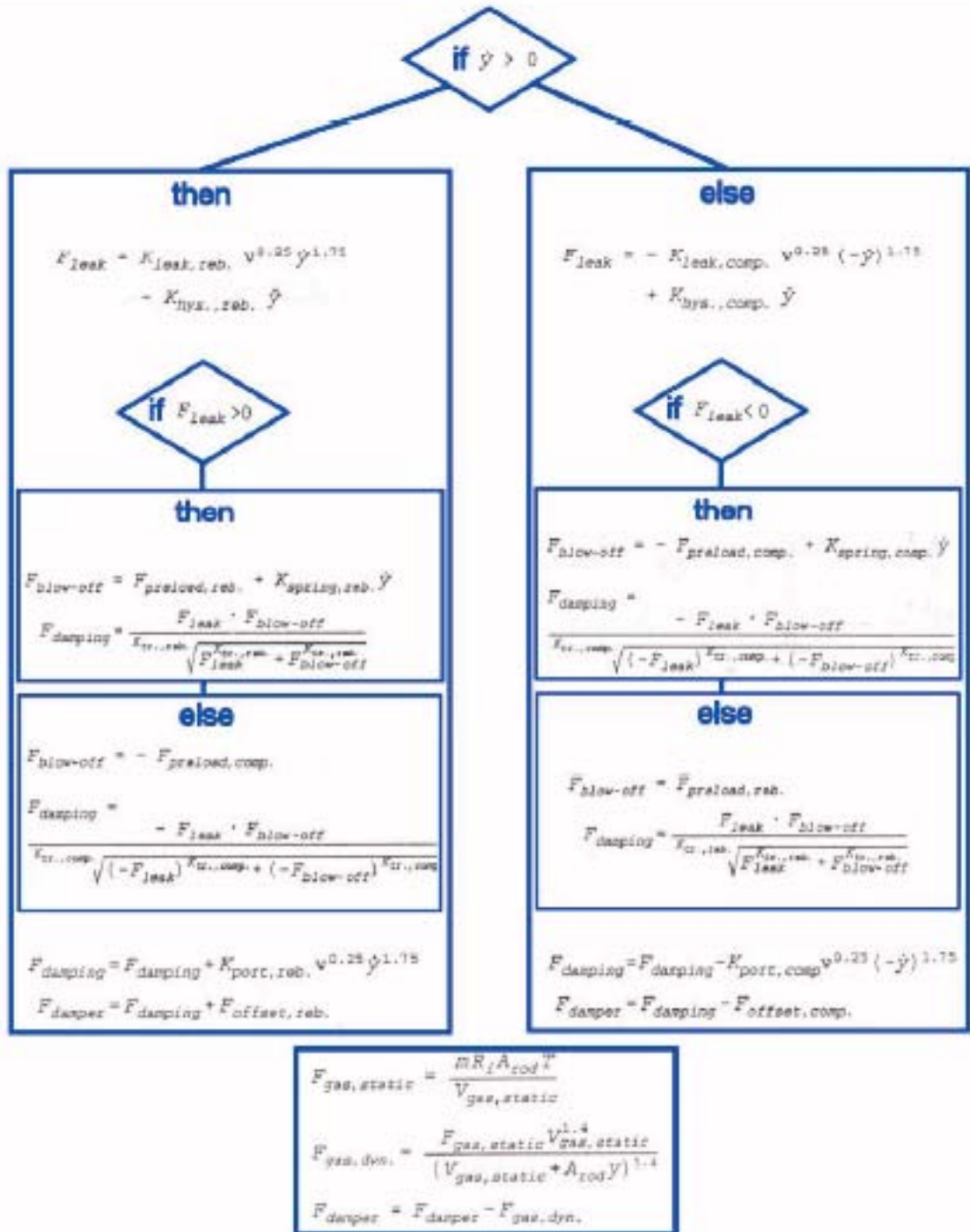


Figura 44: Diagrama de flujo del modelo de Reybrouck

3. MODELO DE DUYM

Stefaan Duym, Randy Stiens y Koenraad Reybrouck [13] presentan dos modelos que son capaces de extraer los parámetros internos de la valvulería del amortiguador de datos en los que se elimina el efecto de la histéresis. El objetivo principal es evaluar los métodos alternativos en los que la fuerza es función de la velocidad y la aceleración.

Bien sabido es que la viscosidad del aceite es un factor que determina las características de amortiguamiento; estando áltamente influenciada por la temperatura del aceite, la cual es debida a la disipación de la energía cinética en forma de calor a lo largo del tiempo. Para simplificar el estudio de los distintos modelos, la dependencia de la temperatura no se tiene en cuenta.

Es de resaltar que los modelos propuestos son válidos para amortiguadores bitubo (figura 45). La valvulería interna del mismo se muestra en la figura 46.

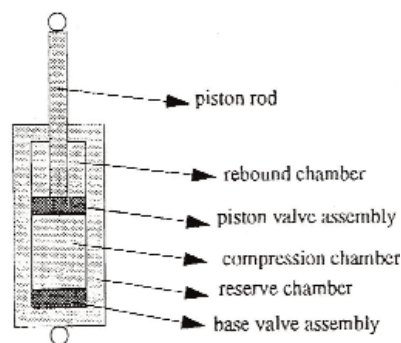


Figura 45: Esquema de un amortiguador bitubo

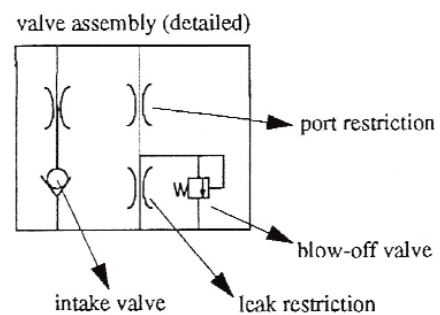


Figura 46: Arquitectura de la valvulería interna

3.1. Modelo físico explícito

El modelo de Lang describe el comportamiento del amortiguador en una amplia gama de condiciones de operación. El problema de este modelo radica en la dificultad a la hora de resolverlo ya que es necesario realizar varios bucles iterativos para la resolución de las ecuaciones no lineales (Para dar una idea de su complejidad, señalar que la simulación de un periodo llevaba alrededor de 7 horas).

En un intento para presentar un modelo más asequible, Reybrouck, presentó un modelo explícito en el que la fuerza es función del desplazamiento, la velocidad y la aceleración. Consta de 14 parámetros, 7 para compresión y 7 para extensión.

El modelo se hace cada vez más impreciso según aumentan los efectos de la histéresis. Una manera de mejorar los resultados consiste en eliminar los citados efectos.

3.2. Modelo físico sin histéresis

El modelo descrito a continuación está basado en el de Lang y elaborado por Morman. Se trata de un modelo que no tiene en cuenta los efectos de la histéresis.

La fuerza del amortiguador se deduce de la diferencia de presiones existente a ambos lados del pistón. En el apartado dedicado a Kirk Shawn Rhoades se hace alusión a todas las ecuaciones utilizadas en este modelo.

3.3. Modelo físico explícito sin histéresis

Para eliminar el efecto de la histéresis del modelo explícito, se eliminan las muestras tomadas al final de cada carrera del amortiguador. Esto es debido a que los mayores efectos de la histéresis ocurren al inicio de las fases de compresión y extensión, como puede observarse en las gráficas fuerza- velocidad.

Una vez eliminados los efectos de la histéresis se procede a comparar los resultados de ambos modelos, siendo el de Reybrouck el que se aproxima algo mejor a los resultados experimentales debido posiblemente al modelo simplificado de la válvula de descarga (*blow-off*).

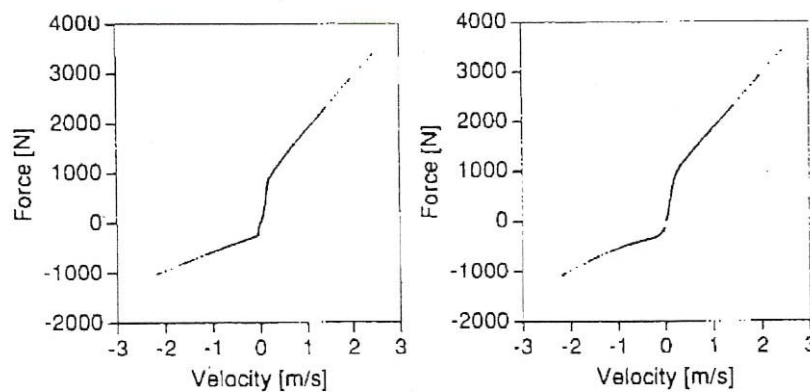


Figura 47: Comparación de ambos modelos

La gráfica de la izquierda de la figura 47 corresponde al modelo físico mientras que la segunda corresponde al modelo explícito (sin histéresis) elaborado por Reybrouck.

Las desviaciones con respecto a los datos experimentales son de 37 N para el modelo físico, y 28 N por muestra para el modelo de Reybrouck. La desviación ocasionada por el ruido es de 21 N por muestra.

3.4. Modelos no paramétricos

Se trata de modelos que usan un elevado número de parámetros que, aunque no tienen un significado físico concreto, se adaptan muy bien a las medidas tomadas.

Un modelo semi- no paramétrico fue desarrollado por Lang y Sonnenburg, en el que simulaban la histéresis de un modelo paramétrico, es decir, debida a la compresibilidad del aceite, siendo el mecanismo de actuación de la valvulería interna descrito de forma no paramétrica.

En un intento para desarrollar un modelo que caracterizara el amortiguador de forma rápida, y que tuviera en cuenta los efectos de la histéresis, se introdujo un modelo no paramétrico basado en el método de las fuerzas restauradoras (*“Improvement of the shock absorbers dynamic simulation by the restoring force mapping method”* [14]).

Este modelo considera la fuerza como una función del desplazamiento y la velocidad como puede observarse en la ecuación 8.

$$F_{damper}(x, \dot{x}) = \sum_{i,j} a_{i,j} x^i \dot{x}^j \quad (\text{ec. 8})$$

La utilización del método de las fuerzas restauradoras modifica el modelo haciéndolo dependiente de la velocidad y la aceleración en lugar de utilizar el desplazamiento y la velocidad (ecuación 9).

$$F_{damper}(\dot{x}, \ddot{x}) = \sum_{i,j} a_{i,j} \dot{x}^i \ddot{x}^j \quad (\text{ec. 9})$$

La comparación de ambos modelos se ve reflejada en los gráficos de la figura 48, observándose unas desviaciones de 221 N y 60 N por muestra para el primer y el segundo modelo respectivamente.

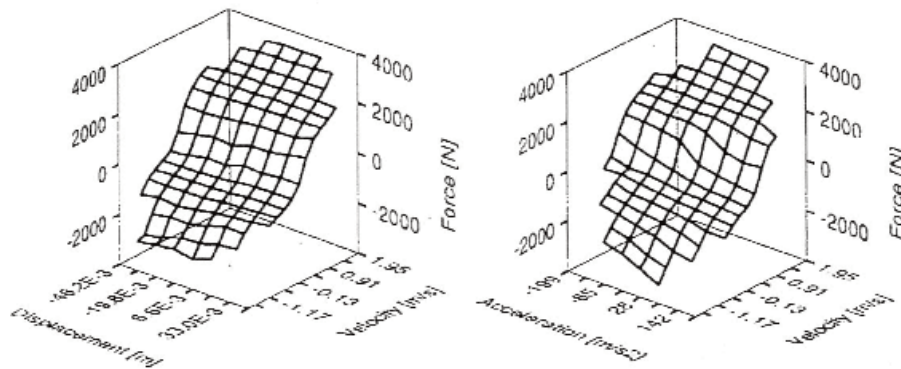


Figura 48: Comparación de mallas

Se puede observar que la utilización de la aceleración en vez de el desplazamiento reduce drásticamente los errores residuales. La mayor ventaja del método de las fuerzas restauradoras es que, aunque el modelo es no lineal, los parámetros actúan de forma lineal.

3.5. Conclusiones

Los parámetros de los modelos físicos mostrados dan una idea de la arquitectura interna del amortiguador y su funcionamiento. El modelo de Raybrouck modeliza la histéresis de manera incompleta, mientras que el modelo desarrollado por Lang y Morman, la caracteriza mejor pero con la inconveniencia de tener que utilizar ecuaciones diferenciales de primer orden que ralentizan el proceso.

El modelo no paramétrico basado en el método de las fuerzas restauradoras reduce los errores considerablemente, aunque no tiene un significado físico definido.

4. MODELO DE BESINGER

F.H. Besinger, D. Cebon y D.J. Cole [15] muestran un modelo matemático que puede ser descrito con 7 parámetros fácilmente determinables en un banco de ensayos.

El modelo, basado en el método de simulación HiL (*hardware-in-the-loop*) utiliza tres aproximaciones de distinta complejidad:

- El modelo propuesto por Segel y Lang [16] basado en las evoluciones internas del fluido y las presiones. Son necesarios 82 parámetros y es computacionalmente complejo.
- El modelo no lineal de Karadayi [17] basado en estudios experimentales. Incluye los efectos de la histéresis debidos a la compresibilidad del aceite, además del comportamiento asimétrico del amortiguador y la fricción seca. El modelo muestra una buena aproximación a los datos experimentales hasta 0,2 Hz; aunque no se presentaron resultados para frecuencias mayores.
- La aplicación de la armonización y linearización estocástica llevada a cabo por Wallaschek mediante datos experimentales. El modelo no describe adecuadamente el comportamiento del amortiguador.

4.1. Método experimental

La utilización del método HiL para determinar el comportamiento del amortiguador hace uso de una computadora que simula, en tiempo real, el comportamiento del vehículo, y está conectada a un banco de ensayo donde se encuentra el amortiguador.

La computadora simula las masas del vehículo (tanto las suspendidas como las no suspendidas), la rigidez de las ruedas y del muelle de suspensión, y la excitación que produce la carretera. En cada espacio de tiempo la computadora provee de los datos de desplazamiento al banco de ensayo para determinar el movimiento al que será excitado el amortiguador.

La fuerza registrada en el banco de ensayo se utiliza de realimentación para los datos de la computadora. En la figura 49 se muestra un esquema de este tipo de simulación.

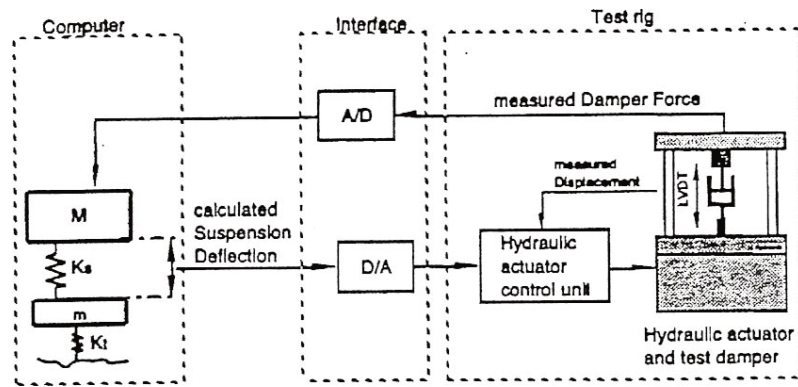


Figura 49: Esquema de la simulación HiL

El modelo del vehículo puede ser descrito como una ecuación diferencial de primer orden de la siguiente forma.

$$dx/dt = f(t, x) \quad (\text{ec. 10})$$

Esta ecuación se resuelve mediante integración numérica con respecto del tiempo. La precisión de los algoritmos de integración de Euler y los de segundo, tercer y cuarto orden de Runge-Kutta fueron comparadas. El error de integración se calculó como la desviación RMS entre la deflexión real del amortiguador y la simulación, normalizada con el valor RMS de la solución exacta.

Se demostró que los algoritmos de integración de tercer y cuarto orden de Runge-Kutta son muy precisos para pasos de tiempo de hasta 10 ms, pero para pasos de tiempo mayores de 25 ms se vuelve inestable. Tras varias investigaciones se decidió utilizar el método de integración de tercer orden de Runge-Kutta.

En la figura 50 se muestra el pseudocódigo y su interacción con el hardware de la rutina de integración elegida.

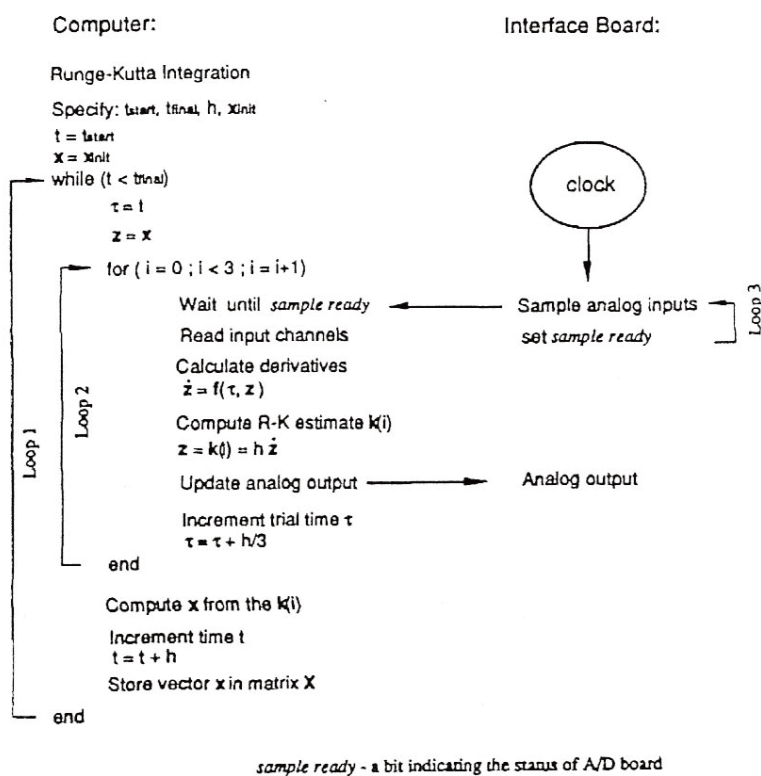


Figura 50: Esquema del método de integración Runge-Kutta

4.2. El modelo

El modelo desarrollado para medir la precisión del método de simulación HiL se realizó sobre amortiguadores bitubo a los que se les sometió a diferentes desplazamientos sinusoidales de distintas frecuencias. A partir de estos ensayos se pudieron identificar varias características como son la asimetría (diferentes tasas de compresión y extensión), la histéresis y la saturación al superar cierto umbral de fuerza.

La histéresis está mayormente causada por el gas que queda atrapado en el fluido de trabajo del amortiguador. En la figura 51 puede observarse un esquema de la caracterización del amortiguador, compuesto por un elemento de amortiguación viscoso conectado a un muelle de respuesta no lineal.

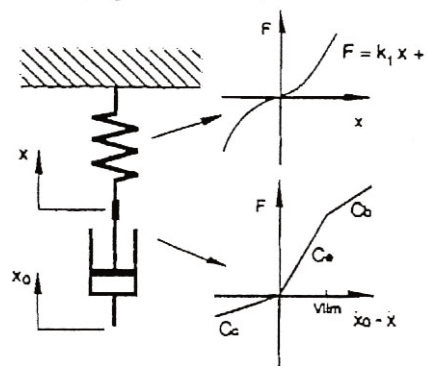


Figura 51: Esquema del amortiguador

El elemento de amortiguación viscoso se modela utilizando tres tasas de amortiguamiento: una baja para la zona de compresión C_c y una tasa alta para la zona de extensión C_e seguida de un amortiguamiento menor C_b por encima de la velocidad de saturación v_{lim} .

Debido al desfase que se produce durante el inicio de las carreras de compresión y extensión de la presión del fluido del amortiguador, se puede dar

una relación (ecuación 11) entre el coeficiente de amortiguamiento y la velocidad (siempre que se encuentre por debajo de la velocidad de saturación).

$$C(v) = \frac{\frac{C_e - C_c}{2}(v - \alpha)}{\alpha \sqrt{1 + \left(\frac{v - \alpha}{\alpha}\right)^2}} + \frac{C_e + C_c}{2} \quad (\text{ec. 11})$$

Siendo α un parámetro de transición del amortiguamiento. Utilizando el valor $C(v)$ se puede escribir la fuerza de amortiguamiento viscoso como sigue.

$$F_v = \begin{cases} C(v)v & \text{para } v < v_{\text{lim}} \\ C_e v_{\text{lim}} + C_b(v - v_{\text{lim}}) & \text{para } v \geq v_{\text{lim}} \end{cases} \quad (\text{ec. 12})$$

La no linealidad del muelle del modelo se representa mediante un polinomio de tercer grado (ecuación 13).

$$F_c = k_1 x + k_2 x^3 \quad (\text{ec. 13})$$

Donde k_1 y k_2 describen la fuerza de deflexión característica del muelle y x la deflexión relativa del mismo.

Utilizando las ecuaciones descritas se llega a una ecuación diferencial de primer orden y no lineal.

$$\dot{x} = \begin{cases} \frac{k_1 x + k_2 x^3}{C(v)} + \dot{x}_0 & \text{para } v < v_{\text{lim}} \\ \frac{k_1 x + k_2 x^3}{C_b} + \frac{C_e - C_b}{C_e} v_{\text{lim}} + \dot{x}_0 & \text{para } v \geq v_{\text{lim}} \end{cases} \quad (\text{ec. 14})$$

Los parámetros requeridos para la resolución de las ecuaciones se obtuvieron mediante medición en las curvas características de fuerza- velocidad. Debido a la alta dependencia de las características de amortiguación con respecto a la temperatura, se mantuvo ésta constante a 25°C.

De los siete parámetros necesarios; C_b , v_{lim} y la primera estimación de C_e y C_c fueron tomados directamente de las curvas a baja frecuencia. Los parámetros restantes k_1 , k_2 y α se obtuvieron ajustando el modelo a los valores registrados a altas frecuencias.

El modelo descrito se ajusta bastante bien a las medidas tomadas en el rango de frecuencias y amplitudes típicas durante el funcionamiento normal del amortiguador.

El error combinado del HiL y del modelo se puede evaluar calculando la diferencia RMS normalizada entre la evolución a lo largo del tiempo del desplazamiento obtenido mediante el HiL y el obtenido mediante la simulación.

Este error se denota como coeficiente de variación del error (‘error coefficient of variation’) y se describe en la ecuación 15.

$$ECOV = 100 \left[\frac{\int_0^T (x(t) - y(t))^2 dt}{\int_0^T x(t)^2 dt} \right]^{1/2} [\%] \quad (\text{ec. 15})$$

Asimismo, se presentan diferentes variantes derivadas de modificar el modelo descrito:

- Sin saturación; excepto la fuerza cuando $v > v_{lim}$.
- Muelles no lineales y rigidez no lineal ($k_1 = \infty$).
- Sin muelle ($k_1 = k_2 = \infty$).
- Sin transición de amortiguamiento.
- Amortiguamiento viscoso lineal de tasa $C = (C_e + C_c) / 2$.

4.3. Conclusiones

El método de toma de medidas mediante HiL resulta apropiado para ensayar amortiguadores en un realista rango de frecuencias de 0 a 20 Hz.

El modelo no lineal desarrollado arroja resultados aceptables y los 7 parámetros por los que está compuesto pueden ser determinados mediante simples ensayos del amortiguador.

El error RMS obtenido al no incluir en el modelo la saturación del coeficiente de amortiguamiento son del orden del 25% para entradas de gran amplitud (simulación de carreteras rugosas), pero decrece para menores amplitudes (carreteras suaves).

La eliminación de la transición en el coeficiente de amortiguamiento da lugar al errores RMS entre el 6% y el 17%. De igual forma, si se asume que el amortiguamiento viscoso se lleva a cabo por un elemento lineal, el error llega hasta el 30%, siendo mucho mayor en el caso de no linealidad.

En el caso de incrementar el amortiguamiento, o suavizar las entradas, el error causado por eliminar la saturación decrece; mientras que los errores en caso de eliminar la transición del coeficiente de amortiguamiento o utilizar un amortiguamiento viscoso lineal aumentan.

5. MODELO DE RHOADES

Este joven ingeniero (1980) describe en su reciente tesis [22] una implementación de un modelo paramétrico para amortiguadores monotubo, inicialmente pensado para su utilización como elemento de diseño en la Fórmula SAE, pero que puede ser implementado para cualquier tipo de amortiguador (al igual que el modelo de Reybrouck).

El modelo tiene en cuenta los trazados que describe el flujo en el interior del amortiguador empleando un modelo de resistencia de flujo para cada uno de estos caminos; la deflexión del flujo causada en los orificios pequeños del pistón es calculada mediante un balance de fuerzas e introducida en el término de resistencia del flujo. De esta forma se forma un sistema de ecuaciones no lineales que se resuelve mediante el método iterativo de Newton.

Con este modelo se pueden crear apropiadamente las gráficas Fuerza- Velocidad y Fuerza- Desplazamiento para su posterior análisis. Para lo cual, Rhoades hizo uso de una diagramadora para comprobar la correcta correlación de los datos teóricos con los experimentales.

El principal objetivo de la investigación de Rhoades era crear y validar un modelo paramétrico para su uso como herramienta de diseño; el cual requiere parámetros como son las dimensiones del amortiguador, las características del fluido hidráulico y la presión interna del gas. El segundo objetivo era comprender mejor el fenómeno de histéresis que aparece reflejada en las gráficas Fuerza- Velocidad; debido a que es el primer paso para intentar minimizar el citado efecto.

5.1. Consideraciones físicas del modelo

Para el propósito de su tesis, Rhoades utilizó un amortiguador monotubo sin cámara de reserva y ajustable como el que se muestra en la siguiente figura.

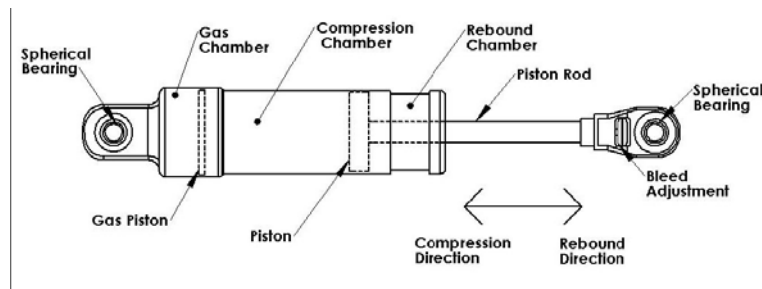


Figura 52: Amortiguador monotubo ajustable

La configuración distingue tres partes (figura 52); la cámara del gas, la de compresión y la de extensión. Las dos primeras están separadas por un pistón flotante. El gas utilizado suele ser nitrógeno puesto que no reacciona con el aceite, es relativamente insensible a la temperatura y no contiene vapor de agua.

Las cámaras de compresión y extensión están llenas de aceite, generalmente SAE 5W.

5.2. Operaciones generales

Como ya hablamos en capítulos anteriores, los amortiguadores tienen dos modos de trabajo: compresión y extensión.

5.2.1. Carrera de compresión

Durante el proceso de compresión (figura 53) el aceite fluye desde la cámara de compresión a la de extensión. Puesto que el aceite es un fluido in-

compresible, la entrada del vástago en la cámara de extensión provoca un aumento de volumen; el cuál tiende a ser acomodado mediante la compresión del nitrógeno en la cámara que ocupa.

Los amortiguadores monotubo tienen la ventaja de que el gas está pre-surizado, lo que tiende a mantener una alta presión del aceite evitando, de este modo, la cavitación del mismo.

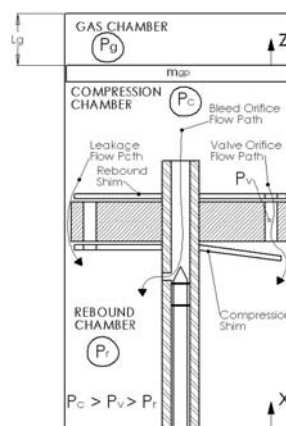


Figura 53: Recorrido del flujo durante la carrera de compresión

En el proceso de compresión se observa que la presión en la cámara de compresión es mayor que en la de extensión; debido a lo cual el aceite tiende a fluir a esta última. Los caminos que describe el flujo en su trayecto son tres, como se observa en la figura anterior.

El primer camino que describe es a través del orificio del vástago, el cual puede ser ajustado mediante una aguja (tratándose de amortiguadores ajustables, como es nuestro caso). Este ajuste puede ir desde una apertura completa, generando menor amortiguamiento, o totalmente cerrada, lo que redundaría en un mayor amortiguamiento. Este primer camino que traza el aceite es el encargado del amortiguamiento a bajas velocidades, puesto que se encuentra siempre abierto sin tener en cuenta la velocidad del pistón.

El segundo camino que describe el flujo es a través de válvulas localizadas en el pistón y controladas mediante anillos de compresión (en la figura sólo se aprecia un anillo de compresión para simplificar el esquema). En este punto la velocidad del pistón es importante, puesto que al aumentar la velocidad del mismo, la presión en la cámara de extensión disminuye, lo que propicia una mayor apertura del anillo de compresión incrementando, de esta forma, el flujo de aceite.

El tercer camino que describe el flujo es alrededor del pistón. Este flujo es, en orden de magnitud, bastante menor que los otros dos descritos, pero imposible de eliminar completamente. El uso prolongado del amortiguador propicia el desgaste del sellado del pistón que separa ambas cámaras (de compresión y de extensión), lo que redundará en un mayor flujo alrededor de éste.

5.2.2. Carrera de extensión

El proceso de flujo de aceite es contrario durante la carrera de extensión (figura 54), fluyendo desde la cámara de extensión hacia la de compresión, propiciando la expansión de la cámara donde se encuentra el nitrógeno.

De la misma forma que lo relatado en el apartado anterior el aceite fluye por los tres caminos descritos; a través del agujero situado en el vástago; por las válvulas del pistón controladas, en este caso por anillos de extensión; y alrededor del pistón.

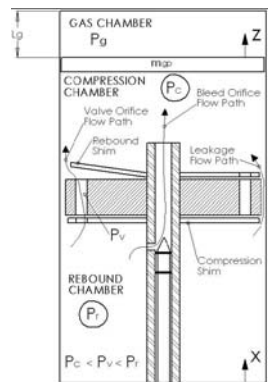


Figura 54: Recorrido del flujo durante la carrera de extensión

El camino a través del agujero del vástago comienza ahora en la cámara de extensión y termina en la cámara de compresión; manteniendo, en todo caso, las propiedades descritas de amortiguamiento a bajas velocidades.

El flujo a través de las válvulas del pistón es conceptualmente el mismo que en la carrera de compresión, salvo que se da en orden inverso y que los orificios del pistón son diferentes.

De la misma forma, el flujo alrededor del pistón mantiene el mismo orden de magnitud en importancia respecto a los otros dos flujos.

5.3. Caracterización del amortiguador en servicio

El primer recurso que se suele utilizar para caracterizar un amortiguador es la curva Fuerza- Velocidad. Es conveniente reseñar que el convenio de signos adoptado por Rhoades; en éste, toma las velocidades positivas cuando el amortiguador trabaja en extensión y negativas en caso contrario (al igual que el modelo de Reybrouck); mientras que las fuerzas las considera positivas en la carrera de compresión y negativas en la de extensión. Esto puede apreciarse en la figura 55.

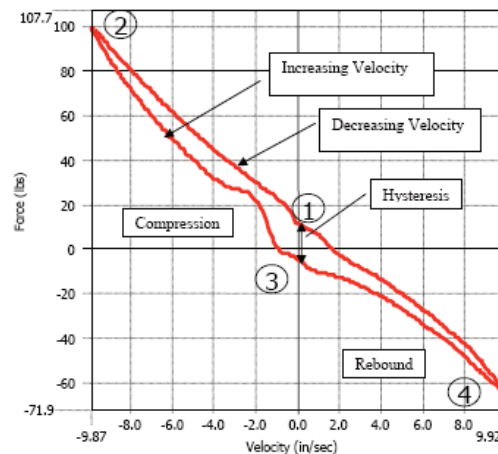


Figura 55: Gráfica fuerza- velocidad

El convenio de signos adoptado para la fuerza tiene como propósito relacionar la fuerza producida por el amortiguador. Existen pequeñas regiones cerca del punto de velocidad cero en el que las fuerzas no siguen el criterio dictado; esto es debido a los efectos de histéresis en el amortiguador.

La histéresis, tal como se muestra en la figura anterior, se corresponde con la diferencia entre los valores de fuerza cuando la velocidad es creciente y cuando ésta es decreciente. En otras palabras, el amortiguador produce fuerzas distintas cuando la velocidad es creciente que cuando es decreciente.

A continuación se describirá el ciclo completo mostrado en la figura anterior. El punto 1 es el comienzo de dicho ciclo; en él el amortiguador se encuentra en la posición de reposo. El camino seguido desde el punto 1 al 2 corresponde al proceso de compresión del amortiguador, por lo que la velocidad es negativa. En el punto 2 se alcanza el mayor valor de velocidad (negativo, se entiende), el cual se corresponde con el mayor valor de fuerza.

Desde el punto 2 al 3 se sigue el camino inverso. Tras pasar el punto 3 comienza la carrera de extensión; la cual se prolonga hasta el punto 4 en el que

se da el valor máximo de fuerza ejercida durante la citada carrera. El ciclo se cierra cuando del punto 4 se regresa al punto 1 hasta velocidad nula.

5.4. Histéresis

Para la explicación de este comportamiento que se produce a bajas velocidades, Rhoades recurrió a varios estudios y artículos previos. A continuación se explicará someramente los avances que incluyeron en el estudio del comportamiento de histéresis.

5.5. Métodos paramétricos

5.5.1. Modelo de Lang

En su tesis doctoral [11] propone uno de los primeros modelos paramétricos de un amortiguador bitubo. Asimismo, fue pionero en el examen del comportamiento interno del fluido y de las válvulas en orden de recrear su modelo.

El modelo incluyó el concepto de ‘compresibilidad efectiva’, ligada fuertemente al comportamiento de histéresis tanto en altas como en bajas velocidades. De la misma forma se examinó el efecto de la presión de vapor del fluido, la cual incrementaba de forma directamente proporcional la histéresis, debido a la cavitación del aceite.

Lang recomendó la separación del aceite y el gas dentro del amortiguador bitubo para evitar el efecto indeseado de la cavitación. Estas recomendaciones han sido aplicadas en amortiguadores de altas prestaciones.

5.5.2. Modelo de Reybrouck

Fue uno de los primeros en presentar un modelo paramétrico conciso de un amortiguador monotubo, descrito en el capítulo anterior. Si bien, en un artículo conjunto realizado con Duym S.W., Steins R., y Baron G.V. [25], extiende su modelo a un amortiguador bitubo e incluye una representación del comportamiento de histéresis.

Demostró que la histéresis está causada tanto por la compresibilidad del aceite como por la compresibilidad que generan las burbujas de gas que quedan atrapadas dentro del aceite.

5.5.3. Modelo de Mollica y Youcef-Toumi

Presentaron un modelo de amortiguador monotubo [20] basado en la tesis de Mollica [24].

Este estudio concluye que hay cinco causas que influyen en la histéresis observada en las gráficas Fuerza- Velocidad:

- Compresibilidad efectiva del aceite
- Compresibilidad del nitrógeno
- Resistencia del fluido al atravesar los orificios del pistón
- Fricción actuante en las paredes del pistón flotante
- Efecto debido a los toques de las válvulas de presión

Demostraron, de igual forma, examinaron el efecto de la frecuencia en la histéresis. Así, a bajas frecuencias, se observó que la fuerza estaba en fase con el flujo y la velocidad del fluido; mientras que a altas frecuencias, la fuerza

presentaba un retraso de 90° . Este efecto se ve agravado por las burbujas de gas que quedan atrapadas en el interior del aceite, lo que explica que el efecto de histéresis sea mayor en los amortiguadores bitubo, ya que el aceite y el gas se mezclan en la cámara de reserva.

Igualmente demostraron que la inercia del pistón no era relevante; mientras que la fricción que ocasionaba sí que lo era, causando un incremento de la histéresis en regiones cercanas a velocidad nula.

5.5.4. Modelo de Talbott

En su tesis [23] presenta un modelo de un amortiguador monotubo de competición. En este modelo el flujo total se distribuye entre el que atraviesa el orificio del vástago, el que fluye alrededor del pistón y el que pasa a través de los orificios del mismo.

Talbott asume, en el modelo, que tanto el aceite como el nitrógeno son incompresibles, por lo que relaciona la presión en la cámara del gas con la existente en la cámara de compresión mediante un balance de fuerzas en el pistón flotante. Esta relación es uno de las aportaciones más importantes del modelo.

La otra contribución de Talbott fue la creación de un modelo que predecía el endurecimiento de los anillos de compresión del pistón (aplicable a un mínimo de tres y un máximo de diez); lo que constituye el primer intento de modelizar la deflexión del aceite producida por los citados anillos en conjunción con la modelización del amortiguador.

De esta forma, se generaban seis ecuaciones no lineales acopladas que se resolvían simultáneamente. Este modelo se adecuaba bien a las curvas Fuerza- Velocidad y Fuerza- Desplazamiento, presentando en las zonas de baja velocidad pequeñas diferencias debido al efecto del fenómeno de histéresis.

5.6. Parametrización

Para la modelización del amortiguador, Rhoades se basó en el trabajo realizado por Talbott agregando varias modificaciones que se describirán a continuación.

5.6.1. Modelización del flujo total

Las ecuaciones que describe Rhoades se refieren a la carrera de compresión, siendo fácilmente extrapolables a la carrera de extensión sin más que cambiando los signos de la presión y los flujos.

El vástago penetra en el cuerpo del amortiguador, lo que genera una diferencia de presión que causa el flujo del aceite de la cámara de compresión a la cámara de extensión. La ley de conservación de la masa dicta que el fluido que deja la cámara de compresión debe entrar en la cámara de extensión.

Se considera que el flujo total es la suma de tres flujos; el que atraviesa el orificio de sangrado del vástago; el que fluye a través de las válvulas del pistón; y el que pasa alrededor del pistón. Rhoades considera el flujo incompresible, esto es, con densidad constante; lo que le permite referirse a los flujos en términos de caudal. Así obtiene la igualdad mostrada en la ecuación 16.

$$Q = Q_v + Q_b + Q_{lp} \quad (\text{ec. 16})$$

Siendo Q el flujo total, Q_v el flujo a través de las válvulas, Q_b el flujo a través del orificio de sangrado del vástago y Q_{lp} el flujo producido por la filtración alrededor del pistón. En la figura 56 se puede observar el límite C-C; un flujo equivalente pasa a través de este límite debido a la inserción del vástago, Q' , relacionado con la velocidad del mismo sin tener en cuenta si se trata de compresión o extensión. Esto se muestra en la ecuación 17, siendo A_r el área de la cara del pistón situada en la cámara de extensión; y A_c el área del mismo situada en la cámara de compresión.

$$Q' = (A_c - A_r) \dot{x} \quad (\text{ec. 17})$$

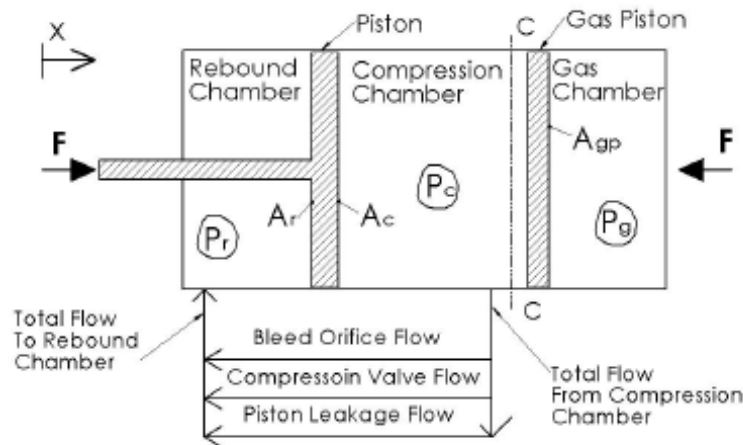


Figura 56: Esquema interno durante la fase de compresión

Esta ecuación muestra que el área del vástago que penetra en el amortiguador está justificada por la cámara del nitrógeno; lo que lleva a Rhoades a que el flujo total se relaciona con la velocidad de la siguiente manera.

$$Q = A_r \dot{x} \quad (\text{ec. 18})$$

Combinando las ecuaciones 16 y 18, Rhoades llega a la siguiente conclusión.

$$A_r \dot{x} = Q_v + Q_p + Q_{lp} \quad (\text{ec. 19})$$

Para la caracterización de cada uno de los flujos, Rhoades se basó en que éstos son debidos a la diferencia de presión entre la cámara de compresión y la de extensión, $\Delta p = p_c - p_r$; y aplicó la ecuación de Bernouilli para un flujo que pasa a través de un área A , de la forma:

$$Q = A C_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (\text{ec. 20})$$

El parámetro C_d fue modificado por Lang, que utilizó el coeficiente dinámico de descarga C_D (ecuación 21); tratándose éste de un número adimensional función del número de aceleración, número de Reynolds, número de Cauchy y la relación entre el espesor y la longitud.

$$C_D = f \left\{ \frac{al}{v^2}, \frac{\mu}{\rho vl}, \beta v^2, \frac{s}{l} \right\} \quad (\text{ec. 21})$$

Lang asumió constante el valor del parámetro C_D y encontró una buena correlación con los resultado experimentales. Rhoades utilizó este modelo para el flujo a través del orificio de sangrado del vástago y de las válvulas del pistón, y consideró el flujo turbulento.

5.6.2. Modelización del flujo a través del orificio de sangrado

Para esto, Rhoades utilizó la fórmula anterior, con la consideración de que el valor de A_b es variable debido a que su estudio se centró en un amortiguador regulable.

$$Q_b = A_b C_D \sqrt{\frac{2(p_c - p_r)}{\rho}} \quad (\text{ec. 22})$$

5.6.3. Modelización del flujo a través de las válvulas del pistón

Para la parametrización de este camino que sigue el flujo de aceite, Rhoades dividió el flujo en dos; uno, el que pasa de la cámara de combustión a través del pistón hasta el anillo de compresión; y otro, el que atraviesa el citado anillo y llega a la cámara de extensión. Estos dos flujos están relacionados con las dos diferencias de presión mostradas en las ecuaciones 23 y 24.

$$\Delta p_{po} = p_c - p_v \quad (\text{ec. 23})$$

$$\Delta p_{valve} = p_v - p_r \quad (\text{ec. 24})$$

Obviamente la suma de estos dos incrementos de presión da lugar a la diferencia de presión entre las cámaras de compresión y extensión. Con esto se llega a las dos ecuaciones siguientes.

$$Q_v = A_o C_D \sqrt{\frac{2\Delta p_{po}}{\rho}} \quad (\text{ec. 25})$$

$$Q_v = A_{v,flow} C_D \sqrt{\frac{2\Delta p_{valve}}{\rho}} \quad (\text{ec. 26})$$

La complicación llega al caracterizar el término $A_{v,flow}$; debido a que el aceite que atraviesa el pistón contacta con el anillo de compresión y gira, esencialmente, 90° . De esta forma, Rhoades define el área del flujo como la superficie lateral del cilindro descrito en la ecuación 27, donde πD_v es la longitud de la circunferencia del mayor de los anillos.

$$A_{v,flow} = \alpha \pi D_v y \quad (\text{ec. 27})$$

El término α se refiere al factor de corrección del área del flujo. Talbott dio a este parámetro el valor de 0,5 para un amortiguador con tres orificios de compresión y otros tres de extensión en el pistón.

El parámetro y es el valor de la deflexión del anillo y se trata de una incógnita que puede ser determinada mediante un equilibrio de fuerzas en la válvula.

$$y \propto \frac{(p_v - p_r) A_o}{k} \quad (\text{ec. 28})$$

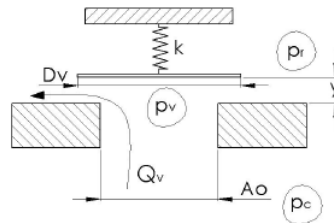


Figura 57: Esquema simplificado de la válvula de compresión

En la figura 57 se observa la diferencia de presión entre el orificio del pistón y la cámara de extensión. El parámetro k , rigidez del anillo, se explicará en siguientes capítulos. Se puede observar en la figura que se trata al anillo como un muelle lineal para determinar su deflexión. Realizando un equilibrio de fuerzas en las paredes de la válvula, como se muestra en la figura 39, se obtiene el valor del parámetro y .

$$ky = \Delta p_{valve} A_v + F_m - F_{sp} \quad (\text{ec. 29})$$

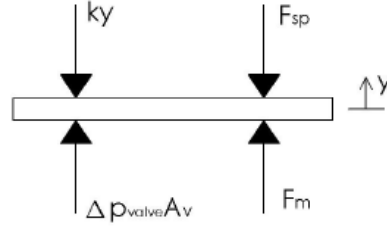


Figura 58: Fuerzas actuantes sobre la válvula

En la ecuación 58, el término A_v (no confundir con $A_{v,flow}$) corresponde al área sobre la que actúa la presión; F_{sp} es la fuerza mínima que hay que hacer para vencer la resistencia del muelle. El término F_m deriva de la conservación del momento a través de la válvula sobre el eje y mostrado en la figura 55; de esta forma se obtienen los siguientes resultados.

$$F_m = \rho v_{y,in} Q_{in} - \rho v_{y,out} Q_{out} \quad (\text{ec. 30})$$

$$v_{y,out} = 0 \quad (\text{ec. 31})$$

$$v_{y,in} = \frac{Q_{in}}{A_o} = \frac{Q_v}{A_o} \quad (\text{ec. 32})$$

$$F_m = \rho \frac{Q_v^2}{A_o} \quad (\text{ec. 33})$$

Se estableció un factor de corrección C_f a la ecuación 33 basado en los datos hallados experimentalmente. De forma que entrelazando las ecuaciones 29 a 33 se llega a la siguiente expresión de la deflexión del anillo.

$$ky = \Delta p_{valve} A_v + \rho \frac{Q_v^2}{A_o} C_f - F_{sp} \quad (\text{ec. 34})$$

5.6.4. Modelización del flujo filtrado alrededor del pistón

Este flujo fue modelizado por Lang, que lo consideró como un flujo laminar entre dos paredes paralelas, consideración que podemos tomar como válida debido a que la distancia entre la pared del pistón y el cilindro es muy pequeña en comparación con la longitud.

La ecuación 35 deriva de las ecuaciones de Navier- Stokes, siendo b la altura del pistón y D_p el diámetro del mismo.

$$Q_{lp} = \left(\frac{\Delta p b^3}{12\mu l} + \dot{x} \frac{b}{2} \right) \pi D_p = \left(\frac{(p_c - p_r) b^3}{12\mu l} + \dot{x} \frac{b}{2} \right) \pi D_p \quad (\text{ec. 35})$$

5.6.5. Modelización de la cámara del gas

Ya se ha comentado que esta cámara acusa el incremento de volumen producido por el vástago que penetra en el cuerpo del amortiguador. Talbott asumió que el aceite era incompresible lo que posibilitaba relacionar la presión del nitrógeno como función del desplazamiento del pistón (figura 59).

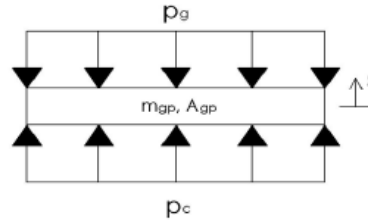


Figura 59: Fuerzas actuantes sobre el pistón flotante

La presión del nitrógeno puede hallarse mediante aplicación de la teoría de gas ideal; a lo que sumamos la presunción de que la temperatura no varía entre el punto inicial y el final de la operación (ecuaciones 36 y 37).

$$\frac{p_i V_i}{T_i} = \frac{p_f V_f}{T_f} \quad (\text{ec. 36})$$

$$p_f = p_i \frac{V_i}{V_f} \quad (\text{ec. 37})$$

Puesto que consideramos al aceite como incompresible podemos determinar el volumen final del gas mediante las ecuaciones 38 a 41 en las que A_{gp} es el área del pistón flotante y L_g corresponde a la longitud de la cámara del nitrógeno.

$$V_f = V_i + \Delta V \quad (\text{ec. 38})$$

$$V_i = A_{gp} L_g \quad (\text{ec. 39})$$

$$\Delta V = -A_{rod} x = -(A_c - A_r) x \quad (\text{ec. 40})$$

$$V_f = A_{gp} L_g - A_{rod} x \quad (\text{ec. 41})$$

Aplicando esto último a la ecuación 37 se obtiene una relación para la presión del nitrógeno de la siguiente forma.

$$p_g = p_{gi} \frac{A_{gp} L_g}{A_{gp} L_g - A_{rod} x} \quad (\text{ec. 42})$$

Utilizando, con estos datos, el equilibrio de fuerzas mostrado en la figura 56 y haciendo uso de la segunda ley de Newton llegamos a la siguiente conclusión.

$$(p_c - p_g) A_{gp} = m_{gp} \ddot{z} \quad (\text{ec. 43})$$

Y teniendo en cuenta el aceite como fluido incompresible se pueden relacionar las aceleraciones del pistón flotante y del pistón del amortiguador (ecuación 44). Combinando las ecuaciones 42 y 44 se llega a la expresión para la presión en la cámara de compresión (ecuación 45).

$$\ddot{z} = \frac{A_{rod}}{A_{gp}} \ddot{x} \quad (\text{ec. 44})$$

$$p_c = \frac{A_{rod} m_{gp}}{A_{gp}^2} \ddot{x} + p_{gi} \frac{A_{gp} L_g}{A_{gp} L_g - A_{rod} x} \quad (\text{ec. 45})$$

Esta última ecuación muestra que la presión en la cámara de compresión es función de la aceleración del pistón, la presión del nitrógeno y el desplazamiento y no de la velocidad del pistón. Talbott estableció que “todas las fuerzas dependientes de la velocidad producidas por el amortiguador provienen de variaciones de presión en la cámara de extensión”.

5.6.6. Modelización de la fuerza amortiguadora

Tras hallar las presiones de las cámaras de compresión y extensión, es posible calcular la fuerza del amortiguador sin más que utilizar la segunda ley de Newton (figura 60).

$$F + p_r A_r - p_c A_c - F_f = m_p \ddot{x} \quad (\text{ec. 46})$$

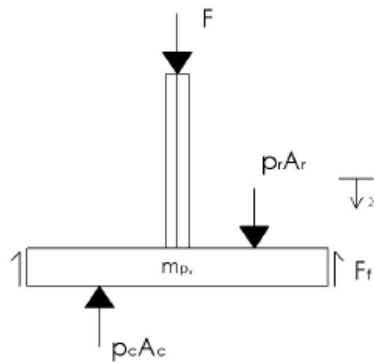


Figura 60: Fuerzas actuantes sobre el pistón

En la ecuación 46; F es la fuerza del amortiguador y F_f la fuerza de fricción que actúa sobre el pistón. La aceleración es conocida por el movimiento sinusoidal impuesto; la masa del pistón, la cual incluye el pistón, el vástago, la aguja de ajuste del sangrado y el cojinete de apoyo del vástago, es fácilmente medible.

5.6.7. Modelización de la rigidez del anillo de compresión

La parametrización de la deflexión fue llevada a cabo por Rhoades mediante cálculos laboriosos sobre los anillos de compresión, utilizando para ello el método de elementos finitos.

5.7. Resolución de la modelización

Tras realizar todos los cálculos anteriores, y como se anticipaba al inicio, queda formado un sistema de seis ecuaciones no lineales, en el que las incógnitas son:

- Caudal a través del orificio de sangrado (Q_b)
- Caudal a través de las válvulas del pistón (Q_v)
- Caudal filtrado entre el pistón y las paredes del amortiguador (Q_{lp})
- Presión en la válvula (P_v)
- Presión en la cámara de extensión (P_p)
- Deflexión (y)

Para la resolución de este sistema se recurrió al método iterativo de Newton adaptado del libro “*Numerical methods for engineers and scientists*” de Hoffman, J.D.

5.8. Ensayos de caracterización

En orden de obtener una correcta correlación de los datos teóricos y los experimentales, Rhoades realizó una serie de ensayos específicos con una diagramadora. El método utilizado por Rhoades incluye la mayoría de parámetros a tener en cuenta para estandarizar el desarrollo del mismo.

El proceso incluye la determinación de la temperatura a la que va a realizarse el ensayo; el desplazamiento del amortiguador (los valores que toma Rhoades son de $90\text{ }^{\circ}\text{F} \pm 3\text{ }^{\circ}\text{F}$ y una pulgada). De igual forma establece que entre la realización de cada ensayo (su método consta de cuatro diferenciados) hay que dejar enfriar el amortiguador.

Al inicio de cada test se induce una pequeña velocidad para determinar experimentalmente el valor de la fricción. Cada uno de los ensayos realizados por Rhoades será descrito a continuación.

5.8.1. Primer ensayo

En este primer paso, se bloquean los anillos de compresión para que todo el flujo pase a través del orificio de sangrado del vástago (la aguja de ajuste debe estar completamente abierta) y por las filtraciones alrededor del pistón. Se utilizan velocidades máximas de 4, 6, 8 y 10 in/s debido a que por debajo de estas el comportamiento se vuelve muy errático.

5.8.2. Segundo ensayo

En este caso, se retiran los anillos de compresión para comprobar el flujo a través de las válvulas del pistón sin ningún tipo de restricción. Es necesario ensayar el amortiguador con la aguja de ajuste totalmente abierta y totalmente cerrada. Las velocidades utilizadas son de 5 y 10 in/s.

5.8.3. Tercer ensayo

Este ensayo se realiza también con la aguja de ajuste abierta y cerrada. Se realiza con tres anillos de compresión tanto en la cámara de compresión como en la cámara de expansión; utilizando las mismas velocidades que en el segundo ensayo. De esta forma se obtienen los datos para la parametrización del amortiguador con las restricciones que suponen los citados anillos.

5.8.4. Cuarto ensayo

Se trata de una variante del tercer ensayo, en el que se tienen dos anillos en la cámara de compresión, mientras que en la de extensión hay cuatro. Las velocidades utilizadas coinciden con las de los dos últimos ensayos y es necesario realizarlos con el orificio de sangrado totalmente abierto y totalmente cerrado. Los resultados se utilizan para obtener una correlación con los resultados obtenidos en los ensayos anteriores.

5.9. Resultados

Los resultados obtenidos mediante la experimentación realizada con los ensayos anteriores muestran una buena correlación con los datos teóricos. Estos últimos fueron obtenidos por Rhoades mediante un programa informático, el cual viene descrito en el apéndice *A* de este trabajo.

6. OTROS MODELOS

En este capítulo se abordarán las aportaciones realizadas por diversos científicos al campo que nos ocupa. Se comenzará por un estudio en el que se procede a determinar el valor de la rigidez y el amortiguamiento equivalente de amortiguadores para aplicaciones de ruido y vibración.

Se tratará después un artículo en el que se simula la respuesta dinámica de un amortiguador bitubo emulando los efectos producidos por la histéresis del mismo y que se adapta bien a los datos experimentales medidos.

Por último, se expondrá un sistema de experimentación y caracterización de amortiguadores llevado a cabo durante el congreso mundial de la SAE celebrado en Detroit (Michigan) en el año 2007.

6.1. Modelo de Rao

Mohan D. Rao y Scott Gruenberg [18] describen un nuevo sistema para obtener una equivalencia lineal del amortiguamiento para su uso en sistemas CAE (*'computer aided engineering'*) para vehículos, y que se puede ser utilizado para aplicaciones de ruido, vibraciones y rugosidad (NVH: *noise, vibration, harshness*).

El modelo describe el amortiguador como si se tratase de un sistema ideal de respuesta lineal, en el que se puede representar la fuerza como sigue a continuación.

$$f(t) = K \cdot x(t) + c \cdot v(t) \quad (\text{ec. 47})$$

Donde el término K es la rigidez del muelle (N/m) y c es la constante de amortiguamiento viscoso (Ns/m). Esta ecuación se puede representar en el dominio de frecuencias, si definimos una excitación armónica, de la siguiente manera.

$$F(\omega) = K \cdot X(\omega) + j \cdot c \cdot \omega \cdot X(\omega) \quad (\text{ec. 48})$$

Donde ω es la frecuencia de excitación (rad/s). Asimismo, puede reescribirse la ecuación para mostrar la relación entre la señal excitadora y la fuerza de respuesta en el dominio de frecuencias de la forma que se expone en la ecuación 49.

$$F(\omega)/X(\omega) = K_R + j \cdot K_I \quad (\text{ec. 49})$$

La utilización de números complejos permite hacer uso de la siguiente nomenclatura.

$$F(\omega)/X(\omega) = K_M \cdot e^{j\phi} \quad (\text{ec. 50})$$

Donde K_M es la rigidez dinámica (ecuación 51) y ϕ el desfase con respecto a la señal de entrada (ecuación 52).

$$K_M = \sqrt{K^2 + (c \cdot \omega)^2} \quad (\text{ec. 51}) \quad \phi = \arctg(c \cdot \omega / K) \quad (\text{ec. 52})$$

Es necesario denotar que los valores de K y c se tratan como constantes independientemente de la magnitud del desplazamiento o la frecuencia a la que se excita el amortiguador.

Los valores de K_M y ϕ correspondientes a las frecuencias de interés pueden ser obtenidos mediante el modelo lineal presentado anteriormente.

Como conclusión, este estudio demuestra que el modelo propuesto es utilizable para la caracterización de amortiguadores en su uso para aplicaciones NVH, como demuestra la figura 61.

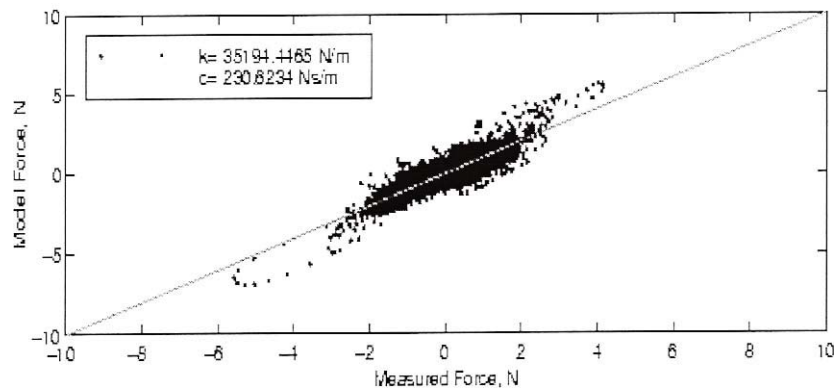


Figura 61: Modelo lineal equivalente

6.2. Modelo de Liu

Yanqing Liu y Jianwu Zhang [19] muestran un modelo de amortiguador bitubo en un sistema de tres grados de libertad excitado por una señal senoidal como se muestra en la figura 62.

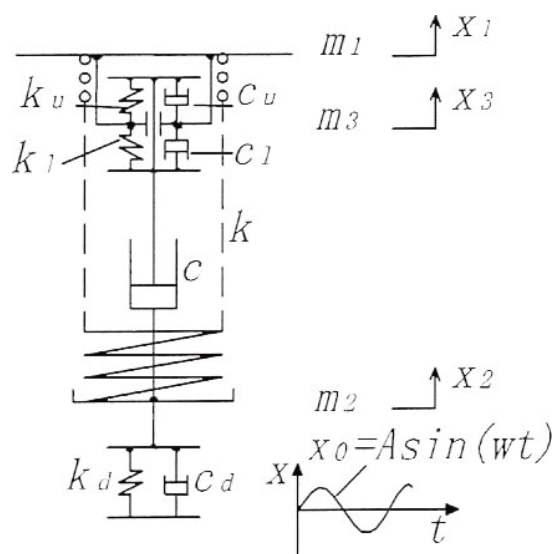


Figura 62: Modelo dinámico

La señal armónica se transfiere directamente al cuerpo del amortiguador y al muelle a través de la articulación de fijación del amortiguador. La energía cinética del sistema se puede expresar de la siguiente manera.

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 \quad (\text{ec. 53})$$

Donde m_3 corresponde a la masa de las arandelas de goma, el pistón y el vástago del mismo; m_1 es la masa del muelle y el cuerpo; y m_2 es la masa del muelle, la bandeja del mismo, la articulación de soporte y el tubo. Todas las partes descritas pueden observarse en la figura 63.

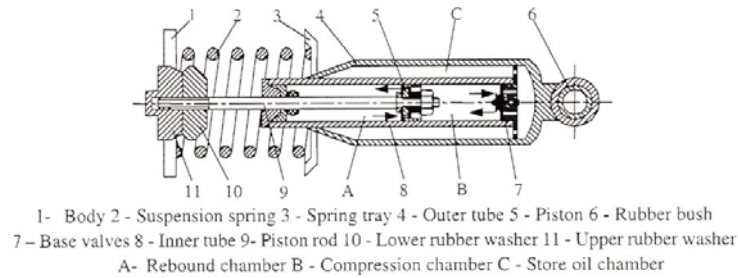


Figura 63: Componentes del amortiguador bitubo

La energía potencial, de igual forma que la cinética, puede expresarse como muestra la ecuación 54.

$$E = \frac{1}{2} k_u (x_3 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_l (x_3 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_d (x_2 - x_0)^2 \quad (\text{ec. 54})$$

Donde k , k_u , k_l y k_d son, respectivamente, las rigideces del muelle de la suspensión, las arandelas superior e inferior, y la goma de la articulación de fijación del amortiguador.

La energía disipada del modelo puede darse de la siguiente manera.

$$D = \frac{1}{2}c_u(\dot{x}_3 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}c_l(\dot{x}_3 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}c(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}c_d(\dot{x}_2 - \dot{x}_0)^2 \quad (\text{ec. 55})$$

Donde c , c_u , c_l y c_d son, respectivamente, los coeficientes de amortiguamiento de la entrefase del pistón y el tubo, las arandelas superior e inferior, y la goma de la articulación del amortiguador; x_0 el desplazamiento senoidal, A y ω la amplitud y frecuencia de la señal de entrada; y x_1 , x_2 y x_3 las coordenadas del sistema dinámico propuesto.

De acuerdo a las ecuaciones lagrangianas el movimiento de un sistema vibratorio de tres grados de libertad puede expresarse como sigue a continuación.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\partial E}{\partial x_j} = - \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_j} + Q \quad (\text{ec. 56})$$

Donde Q es la fuerza correspondiente a la excitación externa. Si escribimos $X = (x_1, x_2, x_3)^T$ y $Q = [x_0]$, podemos reescribir las ecuaciones anteriores de forma matricial (ecuación 57).

$$[M]\ddot{X} + [K]X + [C]\dot{X} = [K_d]Q + [C_d]\dot{Q} \quad (\text{ec. 57})$$

Donde las matrices de masa, rigidez y amortiguamiento son, respectivamente, las expresadas en las ecuaciones 58 a 60.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (\text{ec. 58}) \quad [K] = \begin{bmatrix} -(k + k_u + k_l) & k & k_u + k_l \\ k & -(k + k_d) & 0 \\ k_u + k_l & 0 & -(k_u + k_l) \end{bmatrix} \quad (\text{ec. 59})$$

$$[C] = \begin{bmatrix} -(c_u + c_l) & 0 & c_u + c_l \\ 0 & -(c + c_d) & c \\ c_u + c_l & c & -(c + c_u + c_l) \end{bmatrix} \quad (\text{ec. 60})$$

Siendo las matrices de rigidez y amortiguamiento correspondientes a la señal de entrada como siguen.

$$[K_d] = [0, -k_d, 0]^T \quad (\text{ec. 61}) \quad [C_d] = [0, -c_d, 0]^T \quad (\text{ec. 62})$$

Con el propósito de reducir los esfuerzos en el análisis no lineal del modelo se realizaron las simplificaciones que se detallan a continuación: la suspensión del muelle de la amortiguación se consideró lineal, los parámetros de rigidez y amortiguamiento de los componentes de goma se linealizaron de acuerdo con los resultados obtenidos en las pruebas.

De esta forma sólo un parámetro (c) quedaba como no lineal; siendo los restantes tratados como constantes.

Con esta relación de ecuaciones se procedió a formular la fuerza del amortiguador como una función lineal definida a trozos como se muestra en la figura 64.

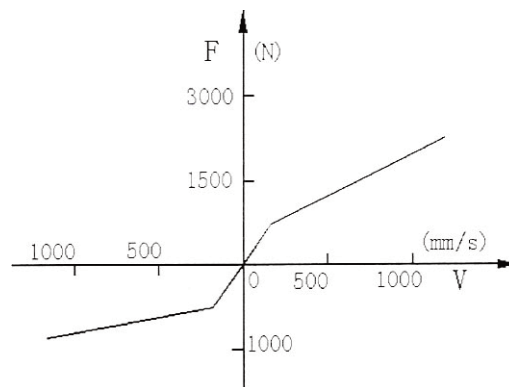


Figura 64: Curva fuerza- velocidad lineal

El fenómeno de histéresis también se introdujo en el modelo teniendo en cuenta que los principales motivos de que ésta apareciera son, por un lado, la compresibilidad del aceite y la frecuencia de excitación, y por otro, la inercia del fluido de trabajo.

Tanto la compresibilidad del aceite como la frecuencia de excitación producen un fenómeno mediante el cual se acumula energía elástica en el amortiguador aumentando el bucle de histéresis al aumentar cualquiera de estos dos parámetros.

La inercia del aceite también puede ser causante del bucle de histéresis aumentando el área del mismo (aunque la fuerza máxima desarrollada por el amortiguador permanece constante). Otros efectos como el paso del fluido por los orificios, las restricciones de las válvulas y la fricción seca también pueden ser causantes del efecto de histéresis observado.

6.3. Modelo de Sorniotti

Durante la realización del congreso mundial de la SAE de 2007 en Detroit (Michigan), Aldo Sorniotti, Nicolò D'Alfio y Andrea Morgando presentaron un artículo [21] en el cual describen el modelo desarrollado por el grupo de investigación de dinámica vehicular del politécnico de Torino.

Se trata de un modelo que puede ser utilizado para simular el comportamiento de amortiguadores tanto bitubo como monotubo y tiene diferentes niveles de aproximación, dependiendo de las necesidades.

Los datos a introducir en el modelo son las propiedades del fluido de trabajo, las dimensiones del amortiguador y las características de los orificios del mismo.

El nivel más básico del modelo consiste en considerar un único orificio equivalente por cada grupo de válvulas, así como no tener en cuenta la compresibilidad del aceite. Los siguientes niveles definen los orificios mediante configuraciones en serie o paralelo que caracterizan sus propiedades internas y las del fluido de trabajo.

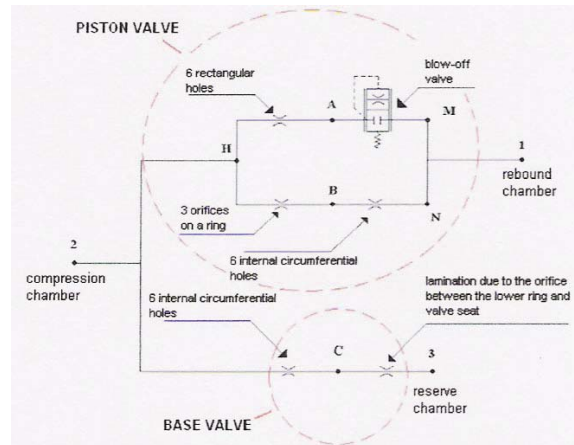


Figura 65: Configuración durante la fase de compresión

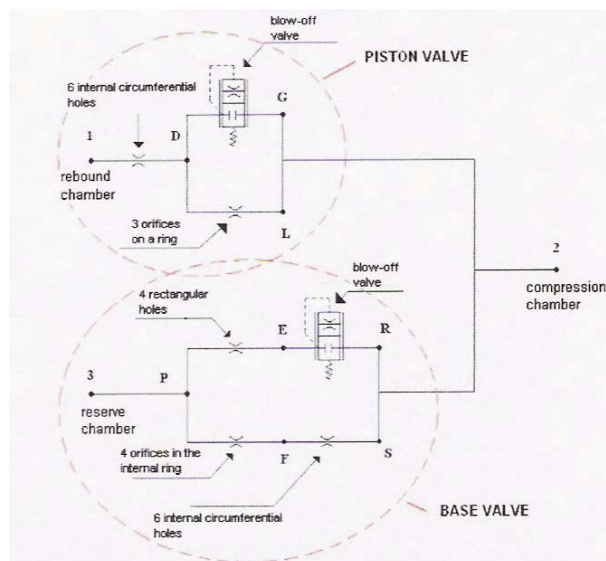


Figura 66: Configuración durante la fase de extensión

El modelo sigue un planteamiento parecido al mostrado en el apartado dedicado a Kirk Shawn Rhoades, definiendo los flujos a través de los orificios de las válvulas mediante diferencias de presión y caudales (figuras 65 y 66).

En el caso del modelo más complicado, que incluye el efecto de la compresibilidad del aceite, se tiene en cuenta que los diferentes niveles de presión en las distintas cámaras provocan distintas densidades, lo que conlleva diferentes flujos volumétricos por los orificios modelizados del amortiguador.

En conclusión, el modelo resulta válido para la evaluación de los efectos macroscópicos, tales como los inducidos por las válvulas y las condiciones iniciales del gas; también son evaluables los efectos de segunda aproximación, como las burbujas de gas y las relacionadas con las propiedades del fluido.

La relación de los distintos parámetros que atañen al comportamiento del amortiguador con respecto a la temperatura no son tratados en el presente artículo.

7. EVALUACIÓN DE LOS MODELOS

A continuación se procederá a comparar los distintos modelos descritos para determinar la conveniencia de utilizar uno u otro en el método de caracterización objeto de este trabajo.

Para llevar a cabo este cometido se evaluarán distintos aspectos tales como el nivel de dificultad para la obtención de los parámetros necesarios y la implementación del modelo; las necesidades de cálculo para la resolución de las ecuaciones planteadas y la precisión del resultado final.

A continuación se muestra un resumen de las características los modelos descritos para una mejor comprensión de la posterior evaluación.

7.1. Características de los modelos

En primer lugar, el modelo de Reybrouck hace gala de una gran sencillez mediante ecuaciones fáciles de implementar. Son necesarios 20 parámetros, de los cuales, 14 han de ser identificados de forma experimental en un banco de ensayo.

La precisión del modelo está limitada a frecuencias de excitación bajas, aunque dentro de las exigencias de las condiciones reales de funcionamiento.

En el caso del modelo de Duym se presentan dos modelos, uno físico y otro no paramétrico. El primero consta de 14 parámetros que dan una idea de la arquitectura interna del amortiguador y su funcionamiento. Es necesaria la resolución de ecuaciones diferenciales de primer orden, hecho que ralentiza el

proceso; y los resultados obtenidos no tienen en cuenta los efectos de la histéresis del ciclo.

El modelo no paramétrico del mismo autor reduce considerablemente los errores residuales del modelo anterior pero no tienen un significado físico definido.

El modelo de Bessinger, basado en el método de simulación HiL, consta de 7 parámetros fácilmente identificables en un banco de ensayo. Se trata de un modelo muy realista, ya que utiliza la fuerza registrada en el banco de ensayo como feed-back para simular las masas del vehículo y suministrar los datos de desplazamiento al mismo.

Al igual que en el modelo de Reybrouck, los resultados son satisfactorios dentro del rango de frecuencias típico en el que trabaja el amortiguador, pero la implementación del modelo conlleva la resolución de ecuaciones diferenciales mediante el método de integración Runge-Kutta de tercer orden.

El modelo de Rhoades, basado en el estudio de los flujos internos de Talbott, es uno de los más precisos en sus resultados, pero la resolución de las ecuaciones no lineales mediante métodos iterativos y la necesidad de realizar varios ensayos de caracterización, para los que es necesario acceder a la arquitectura interna del amortiguador, hacen que resulte inviable para las necesidades de este trabajo.

El modelo más sencillo de los descritos es el de Rao, el cual, describe el amortiguador como un sistema ideal de respuesta lineal, lo que redundaría en una sencilla implementación pero en poca precisión de los resultados.

El modelo de Liu proporciona un sistema matricial de fácil resolución, mostrando la respuesta del amortiguador como una función definida a trozos. Al no tener en cuenta los efectos de la histéresis queda fuera de las motivaciones de este trabajo.

Por último, el modelo propuesto por Sorniotti presenta diferentes niveles de aproximación dependiendo de las necesidades. Los parámetros necesarios son las propiedades del fluido, las dimensiones del amortiguador y las características de los orificios internos del mismo (lo que conlleva la necesidad de acceder a la estructura interna). Es de destacar que el modelo que presenta mayor nivel de aproximación tiene en cuenta el efecto de la compresibilidad del aceite.

7.2. Comparación de modelos

Para realizar la comparativa se procederá a evaluar las siguientes características de los modelos descritos:

- Dificultad en la obtención de parámetros (D)
- Complejidad en la implementación del modelo (C)
- Necesidades de cálculo (N)
- Precisión del modelo (P)

La evaluación se llevará a cabo mediante valores numéricos comprendidos del 1 al 3 atendiendo al menor o mayor grado, respectivamente, de dificultad, complejidad, necesidad y precisión.

Con estos valores se obtendrá un coeficiente de valoración que pondrá de manifiesto las inconveniencias del modelo, siendo el de menor puntuación el

que mejor se aproxime a las necesidades objeto de este trabajo. Este coeficiente se obtendrá mediante la suma de los tres primeros parámetros a los que se restará el valor del cuarto ($D+C+N-P$).

En la tabla 1 se exponen los resultados obtenidos al realizar esta valoración de las características definidas así como el valor del coeficiente antes mencionado.

Tabla 1: Evaluación de modelos

MODELO	D	C	N	P	COEFICIENTE
<i>Reybrouck</i>	2	1	1	2	2
<i>Duym (modelo físico)</i>	1	2	2	1	4
<i>Duym (modelo no paramétrico)</i>	2	2	2	2	4
<i>Bessinger</i>	1	2	3	2	4
<i>Rhoades</i>	3	3	3	3	6
<i>Rao</i>	1	1	1	1	2
<i>Liu</i>	1	2	2	1	4
<i>Sornioti</i>	2	2	1	2	3

Puesto que los coeficientes que nos interesan son los de menor valor, se deduce que los modelos que se ajustan a las pretensiones de este trabajo son los desarrollados por Reybrouck y por Rao.

Dado que la precisión del modelo de Reybrouck es mayor, éste será el modelo elegido para realizar la caracterización que se desarrollará en capítulos posteriores.

PROTOCOLO DE ENSAYO

1. INTRODUCCIÓN

Para elaborar el modelo propuesto en este trabajo es necesario determinar ciertos parámetros mediante ensayos de caracterización. Dada la inexistencia de un protocolo unificado para dicho fin, se ha desarrollado un procedimiento para realizar los citados ensayos.

El propósito de estos ensayos es la toma de medidas que permitan caracterizar la curva fuerza- velocidad así como el efecto de histéresis que se presenta en las citadas curvas. Asimismo, se determinarán las variaciones de la respuesta del amortiguador mediante la excitación del mismo un número alto de ciclos.

Este procedimiento es aplicable a amortiguadores de tipo monotubo destinados a automóviles; y en el ensayo se medirán los distintos valores que toman tanto la fuerza, como la velocidad y el desplazamiento del amortiguador sometido a una entrada senoidal de amplitud y frecuencia conocida.

2. EQUIPO PARA ENSAYO

El equipamiento necesario para la realización del ensayo consta de una diagramadora, o marco de ensayos, para la excitación del amortiguador mediante señales senoidales.

De igual forma se contará con software específico para la recogida de los datos proporcionados por la diagramadora, siendo éstos exportables en formato de tabla de datos para su posterior análisis e implementación.

Será necesario, asimismo, el uso de elementos que permitan medir la temperatura del amortiguador durante la realización del ensayo para evitar el sobrecalentamiento del mismo en orden a la adquisición de datos fiables.

3. PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

3.1. Consideraciones generales

Previamente a la realización del ensayo se comprobará visualmente la integridad del amortiguador advirtiendo pérdidas de aceite o defectos en el retén por el que asoma el vástago.

Tras las citadas comprobaciones se procederá a montar el amortiguador en la diagramadora teniendo especial cuidado de introducir el vástago una longitud suficiente para la realización de forma correcta del ensayo (se tomará nota de este valor).

Los ensayos se realizarán en un rango de temperaturas estable; y éstos constarán de dos partes: una en la que se tomarán los datos necesarios para el posterior análisis de las curvas fuerza- velocidad; y otra, en la que se medirá la influencia del número de ciclos en el valor de dicha fuerza.

Una vez montado el amortiguador en el marco de ensayos se tomará nota del valor de fuerza que presenta, denominado como peso propio del amortiguador, que aparece como consecuencia del efecto de la masa del mismo y de la fuerza que ejerce por haber introducido el vástago en el cuerpo.

Como paso previo se someterá al amortiguador a una señal de baja frecuencia durante un periodo de unos dos minutos para que el aceite adquiera la temperatura de trabajo.

3.2. Secuencia de actuaciones

Tal y como se dijo previamente se efectuarán dos tipos diferenciados de ensayos para determinar diferentes características.

3.2.1. Ensayo a bajo número de ciclos

Una vez realizada la fase de calentamiento del aceite descrita anteriormente se procederá a excitar el amortiguador con señales senoidales de amplitud 45 mm y frecuencias de 0.25, 0.5, 1 y 3 Hz. De esta forma se garantiza que las velocidades lineales abarquen todos los rangos (bajo, medio y alto) objeto de estudio.

Cada rango de frecuencias será ensayado durante unos dos o tres minutos tomando nota de la temperatura que alcanza el amortiguador; y se pasará al siguiente valor de frecuencia sin realizar pausas para evitar efectos indeseables del aceite a causa del gradiente de temperatura.

Los datos de fuerza, velocidad y desplazamiento obtenidos mediante el software específico de la diagramadora se exportarán en formato de tabla de datos para su posterior análisis.

3.2.2. Ensayo a alto número de ciclos

Tras la realización del anterior ensayo se procederá a enfriar el amortiguador mediante una señal de baja frecuencia hasta que la temperatura se estabilice, tomando nota de la misma. Posteriormente se procederá a la excitación del amortiguador mediante señales de 1 ó 2 Hz durante un número de ciclos no inferior a 10^4 y no superior a 10^6 .

Una vez terminado el ciclo se realizará la toma de datos de fuerza, velocidad y desplazamiento de la forma descrita en el apartado anterior obviando la fase de calentamiento del amortiguador.

Para el correcto funcionamiento del amortiguador se le someterá a un flujo de aire forzado para asegurar una buena refrigeración del mismo. Aun así, será necesaria la toma de temperaturas del amortiguador cada cierto tiempo para comprobar que no se sobrecalienta en exceso, tomando nota de las mismas.

Los datos de fuerza, velocidad y desplazamiento obtenidos por la diagramadora, serán exportados en formato de tabla de datos, al igual que en el apartado anterior, para su posterior análisis.

El citado ensayo se repetirá mientras los valores obtenidos de las variables a estudiar sean coherentes con el funcionamiento habitual del amortiguador, descartando los ciclos en los que se observen anomalías de funcionamiento y/o fallos estructurales del mismo.

4. EVALUACIÓN

Con los datos obtenidos de los distintos ensayos se realizará una primera evaluación de las lecturas para depurar dichos datos eliminando las medidas que se observen anormales, analizando las posibles causas.

Se compararán los valores de fuerza obtenidos en las distintas pruebas y se calculará el valor medio de la misma, tanto en compresión como en extensión, obviando los primeros ciclos de cada prueba, de manera que la media calculada sea representativa del ciclo estabilizado.

Los valores medios de la fuerza obtenidos se evaluarán en función de la frecuencia inducida, valor que incluye el parámetro de la velocidad lineal, obteniendo, de esta forma, las líneas de tendencia de la fuerza en función de la velocidad.

Para la evaluación del efecto de histéresis se tendrá en cuenta la frecuencia de excitación del amortiguador y la no linealidad que presentan los datos observados con las líneas de tendencia de la fuerza halladas anteriormente. Se procederá, también, a la estimación del coeficiente de amortiguamiento equivalente (C_{eq}) en relación con la frecuencia de excitación.

Se redactará un informe que incluya los valores de fuerza máxima observados por cada frecuencia de excitación inducida, así como, las líneas de tendencia que sigue la citada fuerza. Se indicará de igual forma el coeficiente de amortiguamiento equivalente y la no linealidad observada, en vistas a calcular la histéresis del ciclo en función de la frecuencia inducida y el número de ciclos.

5. OBTENCIÓN DE RESULTADOS

Mediante el uso de este protocolo y a través del software asociado al banco de ensayo se obtuvieron diversas tablas de datos que caracterizaban el comportamiento del amortiguador ensayado (figura 67).

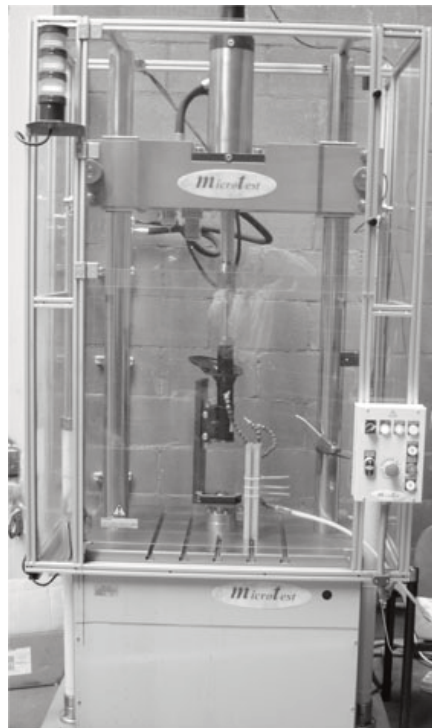


Figura 67: Amortiguador en el banco de ensayos

Estas tablas mostraban el rango de velocidades en el que se había desarrollado el ensayo y la fuerza registrada correspondiente a ese régimen de velocidad mediante series de entre 800 y 1000 parejas de datos.

Dichos datos fueron exportados al entorno de cálculo MatLab® para representar mediante gráficas las curvas características del amortiguador. Las gráficas obtenidas se muestran en las figuras 68 a 71 que se exponen a continuación.

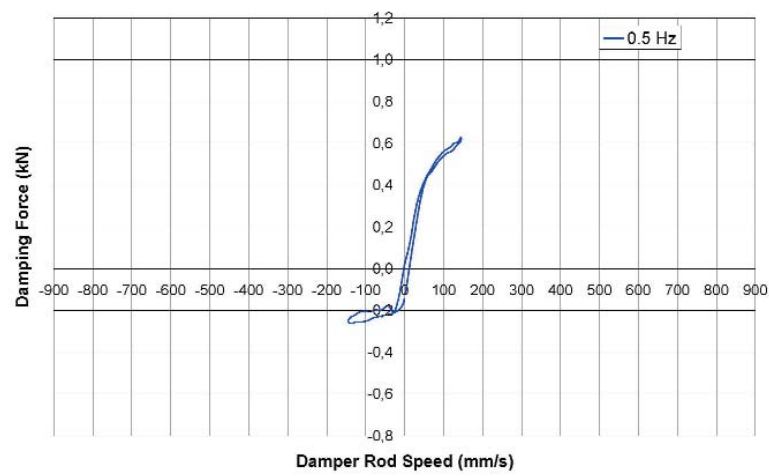


Figura 68: Gráfica obtenida de los datos a 0,5 Hz

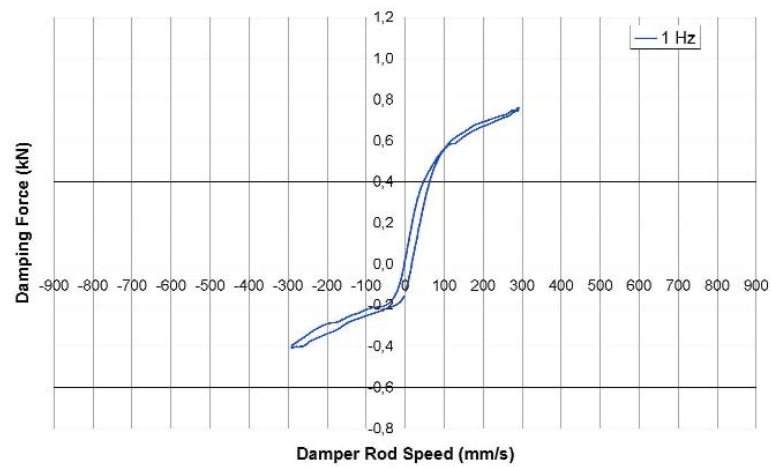


Figura 69: Gráfica obtenida de los datos a 1 Hz



Figura 70: Gráfica obtenida de los datos a 2 Hz

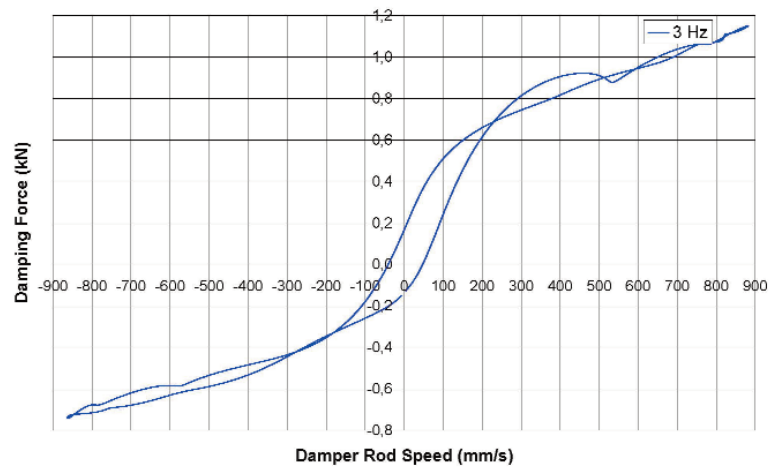


Figura 71: Gráfica obtenida de los datos a 3 Hz

Las gráficas mostradas en las figuras anteriores corresponden a unas frecuencias de excitación impuesta al amortiguador de 0,5, 1, 2 y 3 Hz, ya que estos son los datos objeto de estudio en el presente trabajo.

CARACTERIZACIÓN

1. INTRODUCCIÓN

Las necesidades existentes hoy en día hacen necesarios sistemas que reproduzcan el comportamiento de todas y cada una de las partes de un vehículo con el fin de reducir costes de fabricación, ingeniería, I+D, etc.

Por este motivo, en las líneas que vienen a continuación, se pretende desarrollar un modelo que caracterice el comportamiento de una parte fundamental de éstos: el amortiguador.

Asimismo, el modelo será lo más liviano posible (en cuanto a cálculo computacional se refiere) y se buscará que sea lo más ajustado posible a los datos experimentales, incluyendo los efectos de los fenómenos de histéresis.

A continuación se describe el modelo desarrollado y los parámetros que lo caracterizan. Es necesario recalcar que los efectos debidos a la temperatura no han sido tenidos en cuenta, ya que el protocolo marca un desarrollo de los ensayos a una temperatura controlada y que no experimente variaciones muy marcadas.

2. EL MODELO

El modelo desarrollado se ha inspirado en los trabajos de Reybrouck [10] y en las mejoras llevadas a cabo sobre el mismo por Carrera et al [12].

Los parámetros necesarios para la implementación del modelo pueden ser obtenidos mediante ensayos simples en la diagramadora y a través de ajuste experimental.

Asimismo, se mostrará lo que, a juicio del que suscribe, mejora ambos modelos para caracterizar la histéresis que se observan en las gráficas de prestaciones del amortiguador.

Ni que decir tiene que el modelo mostrado, gracias a su simplicidad y necesidad liviana de cálculo computacional, puede formar parte de un modelo más complejo que simule el comportamiento de un vehículo completo.

2.1. Caracterización del modelo sin histéresis

La fuerza total desarrollada (ecuación 64) es una combinación de la fuerza hidráulica del fluido de trabajo a su paso por las restricciones internas del amortiguador ($F_{damping}$); la fuerza, siempre existente, del gas comprimido en una cámara separada (F_{gas}); y los efectos de la fricción ($F_{friction}$).

$$F_{damper} = F_{damping} + F_{gas} + F_{friction} \quad (\text{ec. 64})$$

2.1.1. Fuerza hidráulica

Como se ha comentado, las restricciones constructivas internas del amortiguador (figura 72) provocan que el fluido, a su paso, genere unas fuerzas que relacionadas (ecuación 65) darán lugar a la fuerza con más influencia en la respuesta del amortiguador.

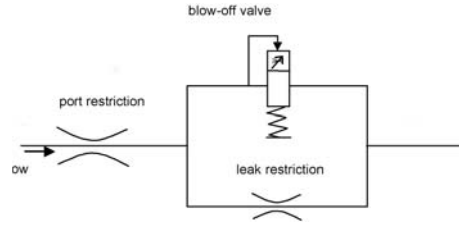


Figura 72: Esquema de las restricciones

Las restricciones mencionadas corresponden con el conducto localizado en el vástago, que conecta las cámaras de compresión y extensión; las pérdidas que se producen entre el cilindro y el pistón; y, las válvulas de apertura por presión localizadas en el pistón.

$$F_{damping} = \frac{F_{leak} \cdot F_{blow-off}}{\sqrt[4]{F_{leak}^{K_r} + F_{blow-off}^{K_r}}} + F_{port} \quad (ec. 65)$$

Donde los parámetros F_{leak} (ecuación 66) y F_{port} (ecuación 67) corresponden a las pérdidas por la entrefase del pistón y el cuerpo del amortiguador y a la restricción del orificio del vástago, respectivamente.

$$F_{leak} = K_{leak} \cdot v^{0,25} \cdot \dot{y}^{1,75} \quad (ec. 66) \quad F_{port} = K_{port} \cdot v^{0,25} \cdot \dot{y}^{1,75} \quad (ec. 67)$$

Mientras que $F_{blow-off}$ (ecuación 68) es debida a la restricción ocasionada por las válvulas de apertura por presión.

$$F_{blow-off} = F_{preload} + K_{spring} \cdot \dot{y} \quad (ec. 68)$$

Los parámetros relativos a las restricciones de la entrefase del pistón y el cuerpo del amortiguador (K_{leak}) y del agujero del vástago (K_{port}) producen mayores fuerzas restrictivas según se aumenta la velocidad.

El primero de ellos debe ajustarse experimentalmente con velocidades por debajo de 100 mm/s, teniendo en cuenta que su influencia es muy pequeña, sobre todo en amortiguadores monotubo. El segundo parámetro debe ajustarse en velocidades por encima de 500 mm/s.

Estos dos parámetros son los responsables de los cambios de pendiente observados en las gráficas fuerza- velocidad. En la figura 73 se observan los cambios de pendiente mencionados; siendo el correspondiente a K_{leak} el que se aprecia en la zona 1, y el correspondiente a K_{port} el que se observa en la zona 4.

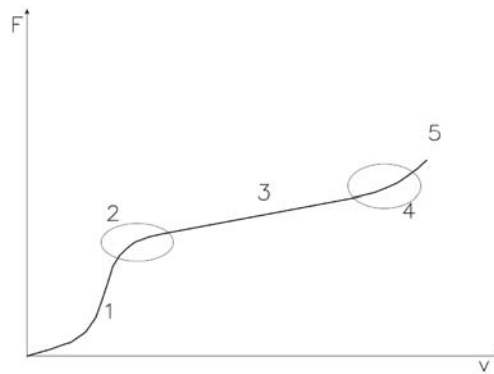


Figura 73: Esquema de los cambios de pendiente en las gráficas

El cambio de pendiente intermedio visualizado en las gráficas (zona 2) corresponde a la acción de las válvulas de apertura por presión, las cuales permanecen cerradas hasta que se sobrepasa la precarga a la que están sometidas.

El parámetro adimensional K_{tr} de la ecuación 65 determina la transición entre el paso de fluido por la entrefase del pistón y el cuerpo del amortiguador y su paso por las válvulas de apertura por presión.

2.1.2. Fuerza estática del gas

El gas localizado en una cámara separada en el caso de amortiguadores monotubo, produce una fuerza incluso cuando el amortiguador no es excitado mediante señales de entrada.

Este parámetro es fácilmente identificable mediante un ensayo a muy baja velocidad, ya que se trata de la fuerza restauradora que devuelve el vástago del amortiguador a su posición inicial tras inducirle un movimiento de compresión.

2.1.3. Fuerza de fricción

Aunque Reybrouck supuso constante este parámetro; en el caso que nos ocupa la fuerza debida a la fricción se modeliza utilizando un modelo viscoso para las zonas de muy baja velocidad (por debajo de 10 mm/s) y un modelo de fricción seca, o de Coulomb, con un valor estable ($F_{friction}$) por encima de la citada velocidad (figura 74).

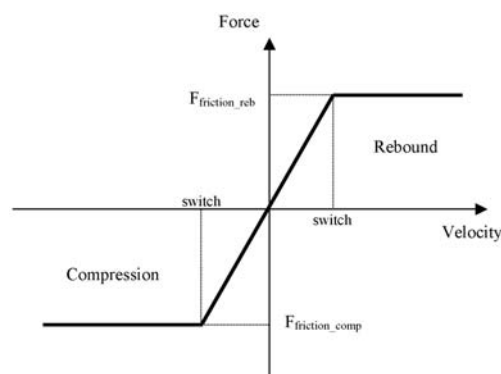


Figura 74: Modelo de fricción empleado

El comportamiento de los amortiguadores monotubo se aproxima bastante bien a este modelo.

2.2. Histéresis

A continuación se detallarán las dos variables del modelo que influyen en el comportamiento de histéresis que puede observarse en las gráficas de prestaciones del amortiguador.

2.2.1. Fuerza dinámica del gas

Ya se ha comentado anteriormente que el gas localizado en el interior del amortiguador es causante de una fuerza que actúa incluso cuando el amortiguador no es excitado. Si se le somete a una señal de entrada se produce un fenómeno de histéresis en el modelo.

La fuerza producida por el gas en estas condiciones puede determinarse mediante las ecuaciones de un proceso isentrópico como se describe en la ecuación 69.

$$F_{gas,dyn} \cdot V_{gas,dyn}^{1,4} = F_{gas,static} \cdot V_{gas,static}^{1,4} \quad (\text{ec. 69})$$

Siendo, el volumen del gas en régimen dinámico fácilmente identificable suponiendo válida la hipótesis de que el aceite es incompresible. De esta forma el volumen que ocupa el gas en su respectiva cámara sólo se verá alterado por la porción del vástago que se desplaza en el interior del amortiguador durante las carreras de compresión y extensión.

La caracterización de la fuerza ejercida por el gas queda entonces definida de la siguiente manera.

$$F_{gas,dyn} = \frac{F_{gas,static} \cdot V_{gas,static}^{1,4}}{\left(V_{gas,static} - A_{rod} \cdot y\right)^{1,4}} \quad (\text{ec. 70})$$

2.2.2. Inercia

Aunque la fuerza que ocasiona el cambio de volumen del gas provoca histéresis en todo el ciclo, no es capaz de explicar, por sí sola, la diferencia tan marcada que se aprecia en las zonas de velocidad baja (final de las carreras de compresión/ extensión). Esta diferencia es debida, a juicio del autor, a la inercia de los gases en su respectiva cámara.

El estudio de las gráficas obtenidas en el marco de ensayos revela un patrón similar en cuanto a la localización del ciclo de histéresis; el cual se produce durante un rango de velocidades aproximado de $\pi \cdot f \cdot A$, siendo f y A la frecuencia y amplitud del movimiento impuesto en el ensayo respectivamente.

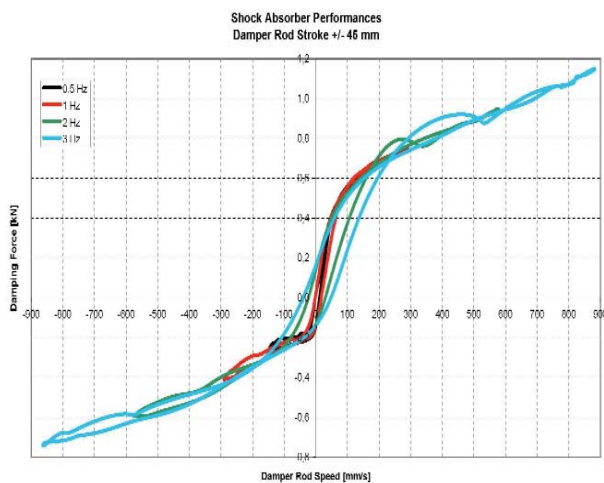


Figura 75: Gráficas de histéresis

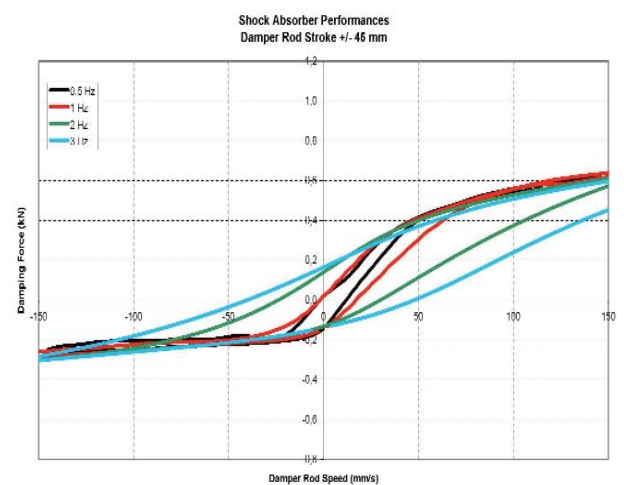


Figura 76: Detalle gráficas de histéresis

Como se puede comprobar en las figuras 75 y 76, el ciclo de histéresis se encuentra desplazado hacia la derecha un valor aproximado de $0,1 \cdot \pi \cdot f \cdot A$ motivo por el cual el citado ciclo se localiza en el rango de velocidades definido por el intervalo $[-0,4 \cdot \pi \cdot f \cdot A, 0,6 \cdot \pi \cdot f \cdot A]$.

La caracterización llevada a cabo en el citado intervalo está definida mediante una señal armónica, de tipo coseno, dependiente de la frecuencia y amplitud del movimiento impuesto.

$$F_{inertia} = C \cdot \left(\cos \frac{2}{f \cdot A} (\dot{y} + 0,4 \cdot \pi \cdot f \cdot A) - 1 \right) \quad (\text{ec. 71})$$

Siendo el parámetro C la fuerza máxima derivada de la citada inercia que es dependiente de las características físicas del gas (masa de nitrógeno encerrada en la cámara) y del movimiento impuesto (aceleración máxima que experimenta).

La masa de nitrógeno se calcula mediante la densidad (ecuación 73) y el volumen del mismo (hallado en base a la ley de los gases en un proceso isoterma) como se muestra en la ecuación 72.

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \Rightarrow V = \frac{F_{gas,static} \cdot V_{gas,static}}{101325 \cdot A_{rod}} \quad (\text{ec. 72})$$

$$m_{gas} = V \cdot \rho_{gas} \quad (\text{ec. 73})$$

Sabiendo que la aceleración máxima debida a una excitación sinusoidal es igual al producto de la amplitud por el cuadrado de la frecuencia expresada en radianes por segundo, se obtiene la ecuación 74 que relaciona la inercia de los gases con las propiedades físicas del modelo y el movimiento impuesto.

$$F_{inertia} = 0,178 \cdot \frac{F_{gas,static} \cdot V_{gas,static}}{A_{rod}} \cdot \rho_{gas} \cdot A \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \cdot \left(\cos \frac{2}{f \cdot A} (\dot{y} + 0,4 \cdot \pi \cdot f \cdot A) - 1 \right) \quad (\text{ec. 74})$$

Se puede observar la inclusión de un coeficiente empírico adimensional, necesario para la correcta correlación de los datos teóricos y reales.

2.3. Caracterización del modelo completo

Una vez definidos los factores que afectan al comportamiento del gas, se puede describir el comportamiento del amortiguador sin más que sustituyendo la acción de la fuerza estática del gas por la debida a su cambio de volumen; así como incluyendo los efectos provocados por la inercia de los gases descritos en el apartado anterior.

De esta forma, la ecuación que describe el comportamiento del amortiguador queda como se muestra a continuación.

$$F_{damper} = F_{damping} + F_{gas,dyn} + F_{inertia} + F_{friction} \quad (\text{ec. 75})$$

2.4. Parámetros necesarios

Para la correcta implementación del modelo es necesario definir un listado de parámetros que pueden ser divididos en tres grupos; los parámetros inducidos, es decir, los relativos al movimiento impuesto al amortiguador; los parámetros fijos (dimensiones físicas de los componentes); y, los parámetros a determinar.

Todos estos parámetros vienen descritos en la tabla 2; que se muestra en la página a continuación.

Tabla 2: Parámetros del modelo

PARÁMETROS INDUCIDOS		
A	Amplitud	m
f	Frecuencia	Hz
PARÁMETROS FIJOS		
A_{rod}	Sección del vástago	m ²
ν	Viscosidad cinemática	mm ² /s
$F_{gas,st}$	Fuerza estática del gas	N
$V_{gas,st}$	Volumen estático del gas	m ³
ρ_{gas}	Densidad del gas	Kg/m ³
PARÁMETROS A DETERMINAR		
K_{leak}	Rigidez de la restricción ' <i>leak</i> '	kg/(mm ^{0,5} m ^{0,75})
$F_{preload}$	Precarga de las válvulas ' <i>blow-off</i> '	N
K_{spring}	Rigidez del muelle	kg/s
K_{tr}	Parámetro de transición	[-]
K_{port}	Rigidez de la restricción ' <i>port</i> '	kg/(mm ^{0,5} m ^{0,75})
$F_{friction}$	Fuerza de fricción	N

Es de resaltar que el último grupo de parámetros deben ser determinados tanto para el ciclo de compresión como para el de extensión, dando lugar a 19 parámetros necesarios para la implementación del modelo.

3. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO

El modelo que describe el comportamiento del amortiguador mostrado en apartados anteriores se programó, en un primer momento, en el entorno de cálculo MatLab® mediante un ‘script’ para comprobar el correcto funcionamiento del mismo, así como para realizar el ajuste experimental de los parámetros que definen la respuesta del amortiguador.

Una vez ajustados los citados parámetros se comprobó que las gráficas arrojadas por el programa correspondían con la respuesta esperada por un amortiguador, tanto en fuerza frente a velocidad, como en fuerza frente a desplazamiento.

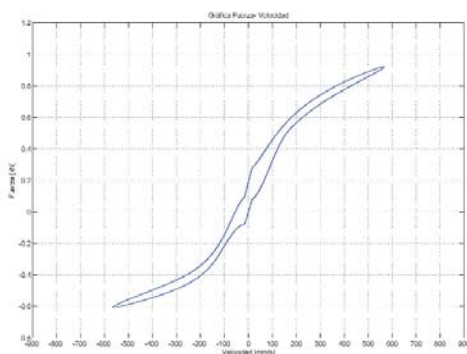


Figura 77: Fuerza frente a velocidad (2 Hz)

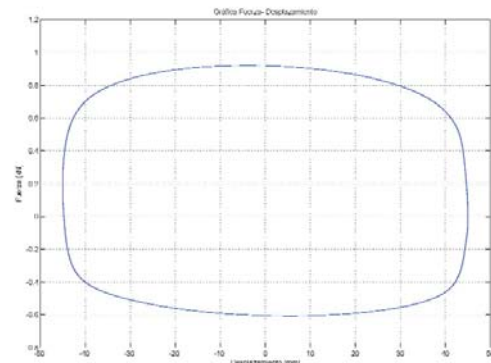


Figura 78: Fuerza frente a desplazamiento (2 Hz)

Como puede comprobarse en las figuras anteriores, la gráfica de fuerza frente a velocidad (figura 77) muestra, en su zona central, el comportamiento de histéresis típico que presentan los amortiguadores. Mientras que en la gráfica de fuerza frente a desplazamiento (figura 78) aparecen las asimetrías debidas a la histéresis que pueden apreciarse en las zonas superior e inferior de la citada figura.

Estos comportamientos de histéresis y asimetría descritos pueden observarse de forma más acentuada en las siguientes figuras, que muestran las gráficas de fuerza frente a velocidad (figura 79) y frente a desplazamiento (figura 80) a una frecuencia de excitación de 3 Hz.

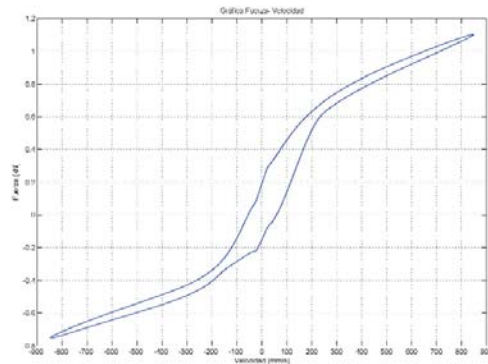


Figura 79: Fuerza frente a velocidad (3 Hz)

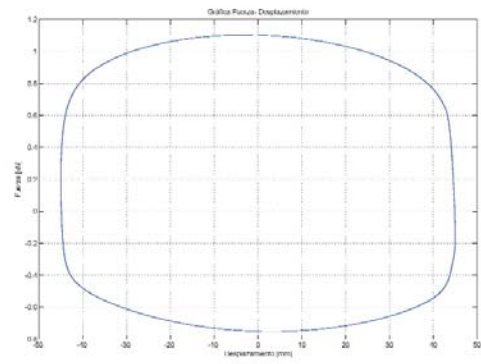


Figura 80: Fuerza frente a desplazamiento (3 Hz)

El ‘script’ utilizado queda recogido en el apéndice B del presente documento.

Tras comprobar el correcto funcionamiento del modelo se procedió a implementar el mismo mediante el entorno de programación visual Simulink® a través de diagramas de bloques y subsistemas en los que se ejecutan las operaciones necesarias.

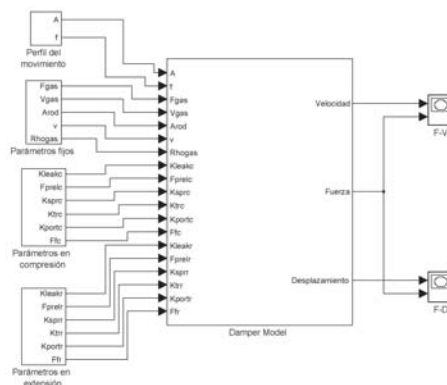


Figura 81: Pantalla principal del modelo

En la figura 81 se puede apreciar la pantalla inicial del modelo implementado en Simulink®; la introducción de datos se realiza accediendo a los bloques situados a la izquierda del modelo (figura 82).

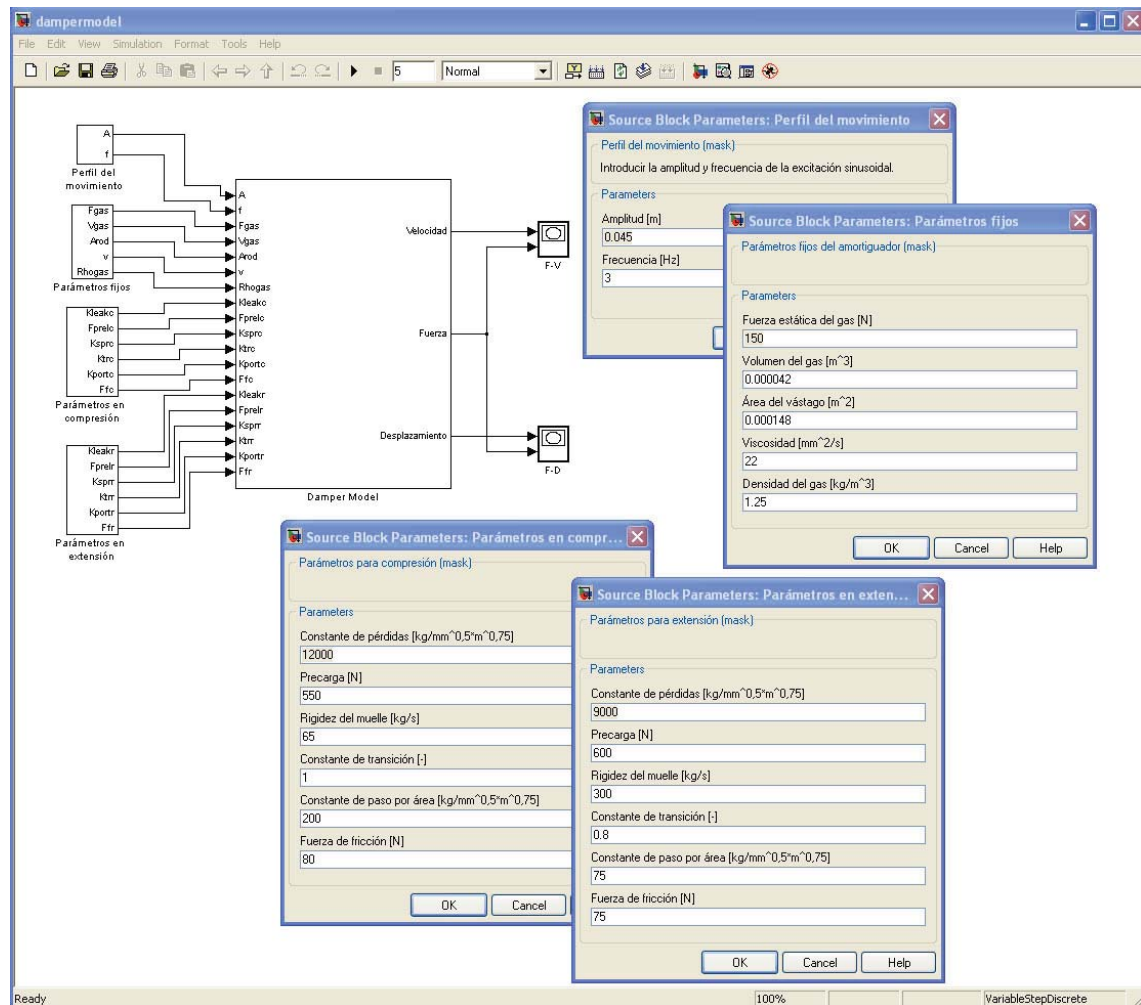


Figura 82: Introducción de datos en el modelo

Puede observarse que el subsistema 'Damper Model' proporciona tres salidas (velocidad, fuerza y desplazamiento) mediante las cuales se realizan las gráficas que caracterizan el comportamiento del amortiguador.

El citado subsistema contiene, a su vez, otros subsistemas para el cálculo de las distintas fuerzas que influyen en la respuesta del amortiguador (figura 83).

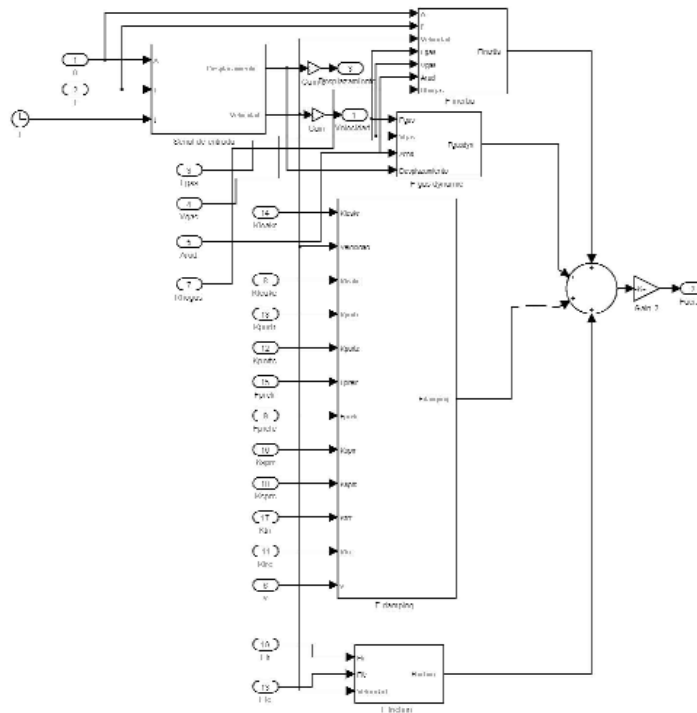


Figura 83: Subsistema 'Damper Model'

En las siguientes figuras pueden apreciarse los subsistemas que caracterizan la velocidad y el desplazamiento (figura 84); la fuerza dinámica del gas (figura 85); y, la fuerza de fricción (figura 86).

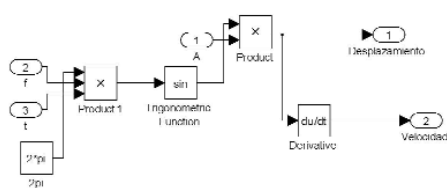


Figura 84: Subsistema 'Señal de entrada'

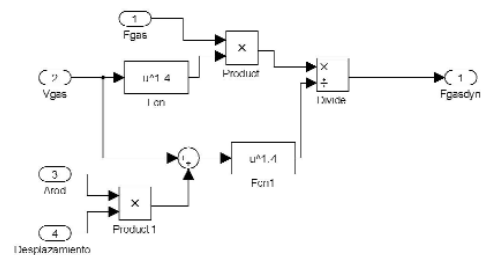


Figura 85: Subsistema 'F gas dynamic'

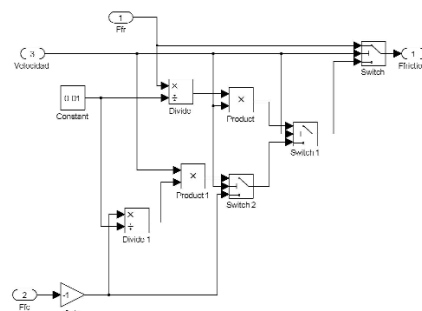


Figura 86: Subsistema 'F friction'

Los subsistemas que caracterizan la fuerza hidráulica y la fuerza de inercia pueden observarse en las siguientes figuras 87 y 88 respectivamente.

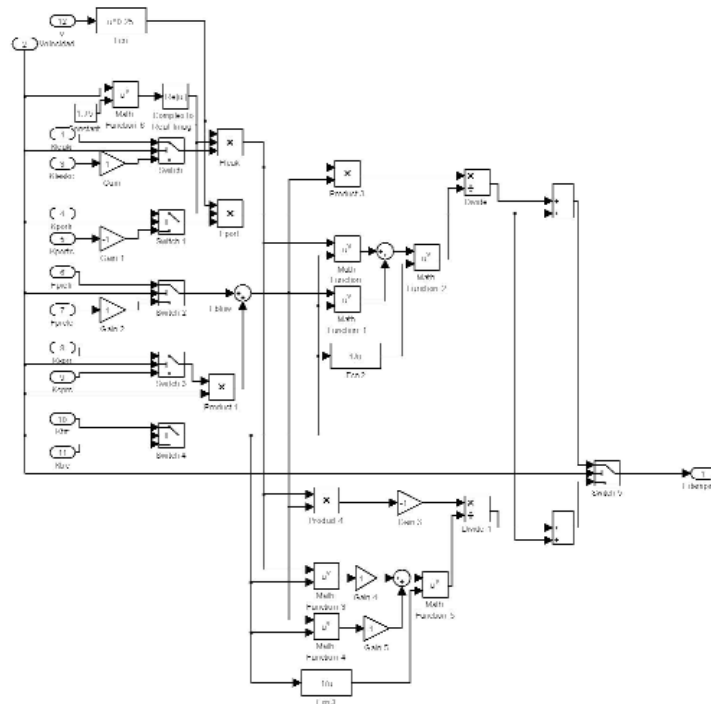


Figura 87: Subsistema 'F damping'

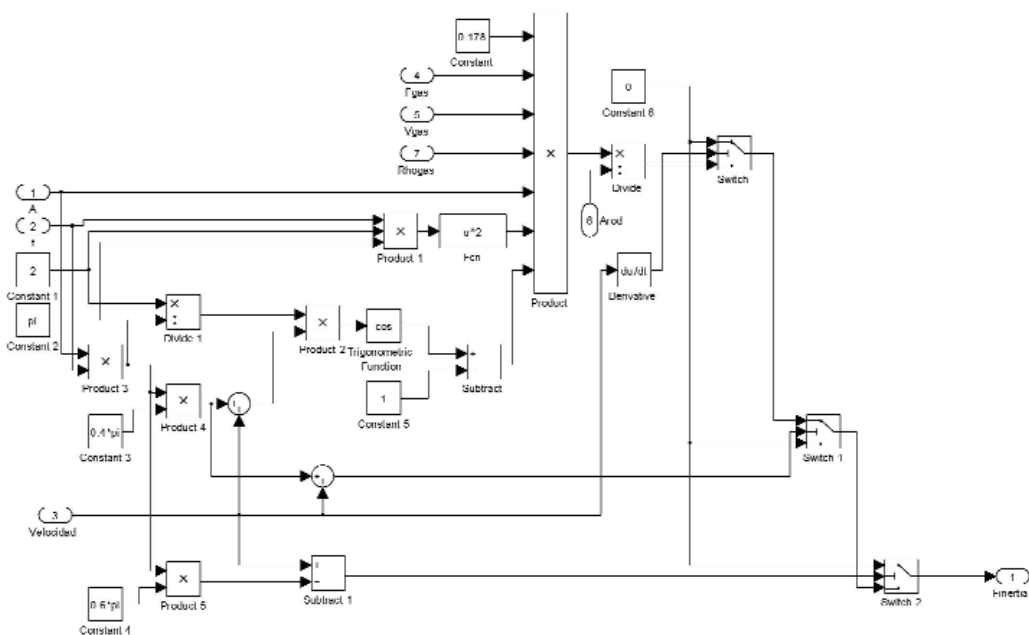


Figura 88: Subsistema 'F inertia'

Las gráficas que arroja el modelo creado con Simulink[®] pueden observarse en las figuras 89 y 90, siendo, como era de esperar, idénticas que las obtenidas con el ‘script’ de MatLab[®].

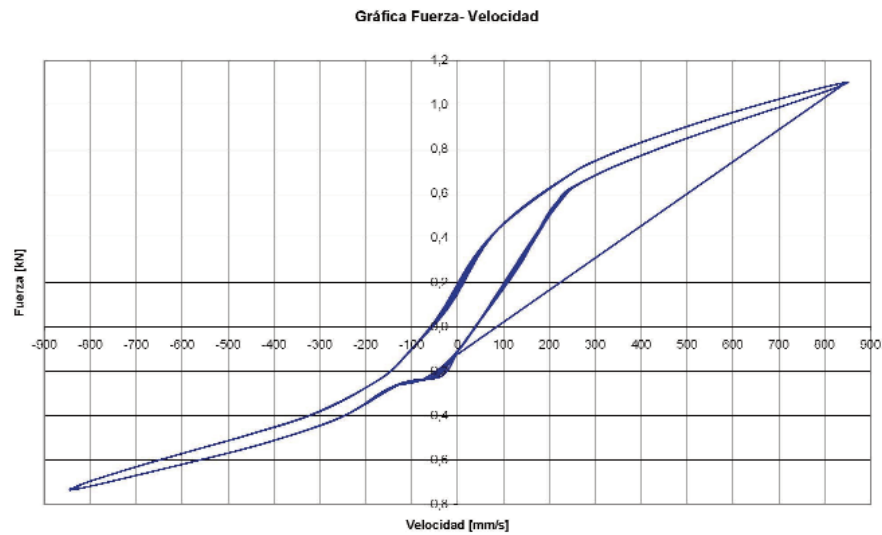


Figura 89: Gráfica fuerza- velocidad
mediante Simulink[®] (3 Hz)

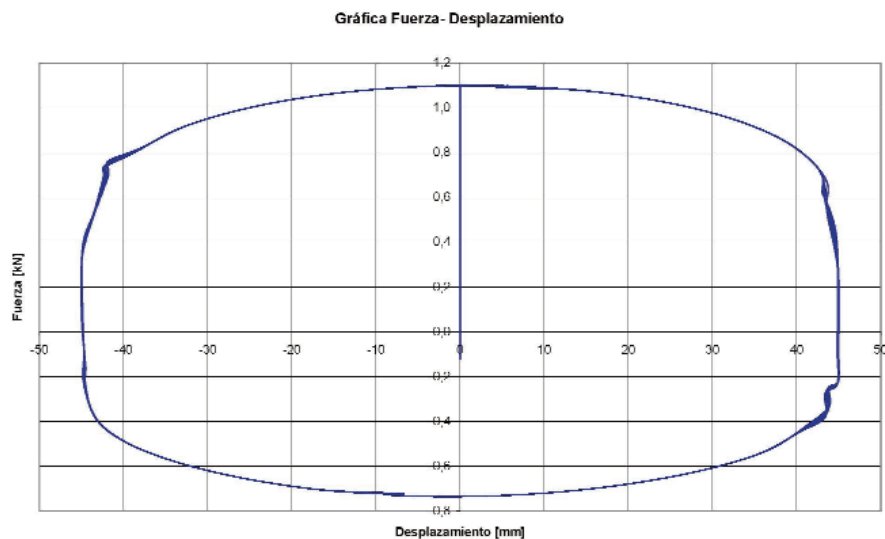


Figura 90: Gráfica fuerza- desplazamiento
mediante Simulink[®] (3 Hz)

4. RESULTADOS Y ESTIMACIÓN DE ERRORES

Antes de proceder a la comparación de los datos arrojados por el modelo y los datos experimentales es necesario hacer notar las diferencias de comportamiento existentes al disminuir la frecuencia de excitación del amortiguador. En las figuras 91 a 94 pueden observarse las respuestas del mismo recogidas en el banco de ensayo.

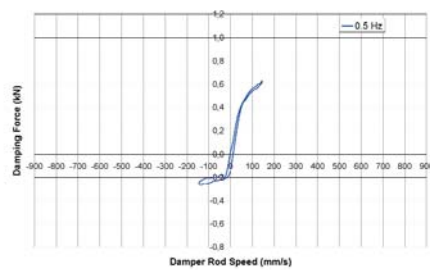


Figura 91: Fuerza frente a velocidad (0,5 Hz)

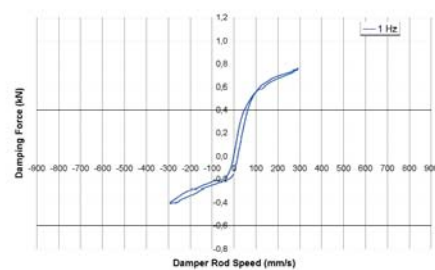


Figura 92: Fuerza frente a velocidad (1 Hz)

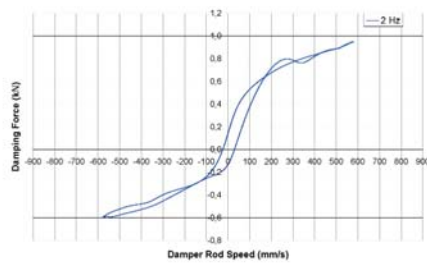


Figura 93: Fuerza frente a velocidad (2 Hz)

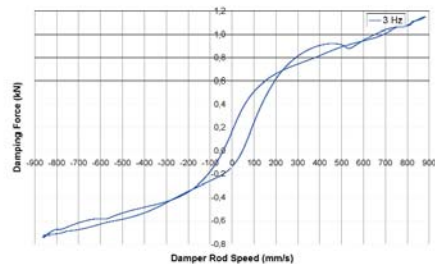


Figura 94: Fuerza frente a velocidad (3 Hz)

Se puede apreciar como, en las frecuencias mayores (2 y 3 Hz), el comportamiento del amortiguador es muy similar en ambos casos (figuras 93 y 94); mientras que, en las frecuencias menores (0,5 y 1 Hz), se produce una variación de las pendientes en las zonas de compresión y extensión, así como respuestas inesperadas de la histéresis del ciclo (figuras 91 y 92).

Esto es debido a que, a bajas frecuencias de excitación, el aceite no adquiere la suficiente fuerza hidráulica para transitar a través de las válvulas de apertura por presión, siendo canalizado a través de las válvulas de apertura por área y por la entrefase cilindro- pistón.

Dado que el modelo implementado en Simulink® no tiene en cuenta el hecho de que la valvulería interna del amortiguador no trabaje a bajas frecuencias, las curvas de interés para realizar la comparación son las obtenidas mediante excitaciones de frecuencias 2 y 3 Hz.

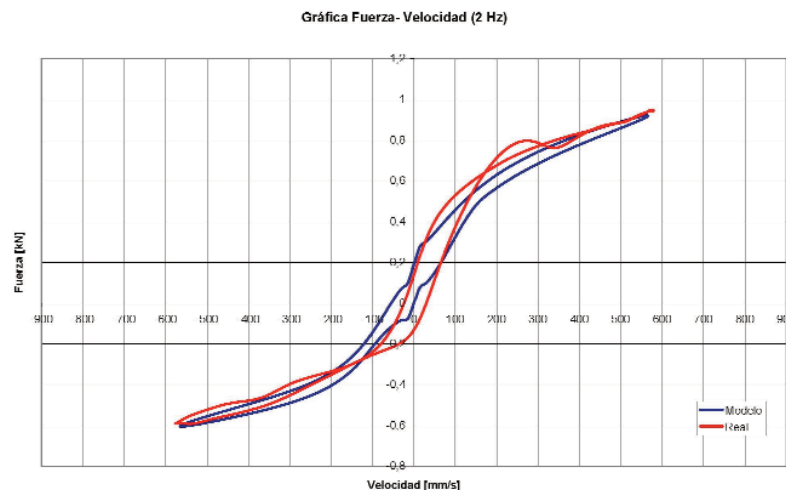


Figura 95: Gráfica comparativa fuerza- velocidad (2 Hz)

En la figura 95 se muestra la comparación de los datos obtenidos mediante el modelo y los datos experimentales recogidos del banco de ensayos con una señal de entrada de frecuencia 2 Hz.

Se aprecia una correcta correlación entre ambas curvas, dando lugar a un ajuste casi perfecto si se varía la frecuencia de excitación a 3 Hz, como puede verse en la figura 96 que se expone a continuación.

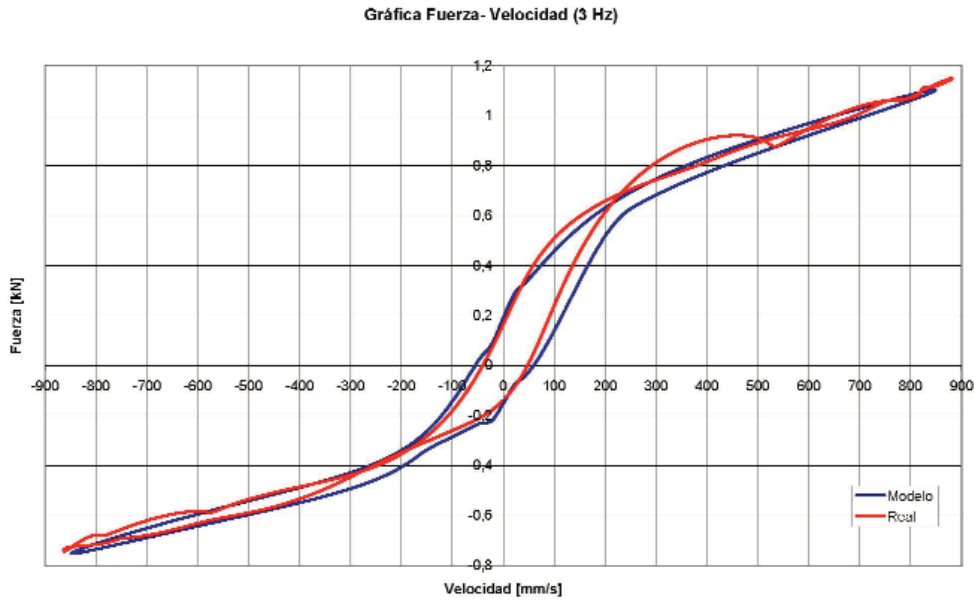


Figura 96: Gráfica comparativa fuerza- velocidad (3 Hz)

La gráfica anterior demuestra la validez del modelo desarrollado para caracterizar el comportamiento del amortiguador en todo el rango de velocidades; así como, para definir el comportamiento de histéresis presente en las zonas correspondientes al inicio (o final) de los ciclos de compresión y extensión.

El error cometido se calcula mediante la desviación porcentual de los datos arrojados por el modelo con respecto a los datos experimentales, de la forma que se muestra en la ecuación 76.

$$Error[\%] = \frac{F_{modelo} - F_{real}}{F_{real}} \cdot 100 \quad (\text{ec. 76})$$

De esta manera se obtienen unas gráficas que representan, en el eje de ordenadas, el error calculado según la ecuación anterior, frente al rango de velocidades, representado en el eje de abscisas.

Así, para el cálculo de errores en el modelo generado a partir de una frecuencia de excitación de 2 Hz se obtiene lo que se muestra en la figura 97.

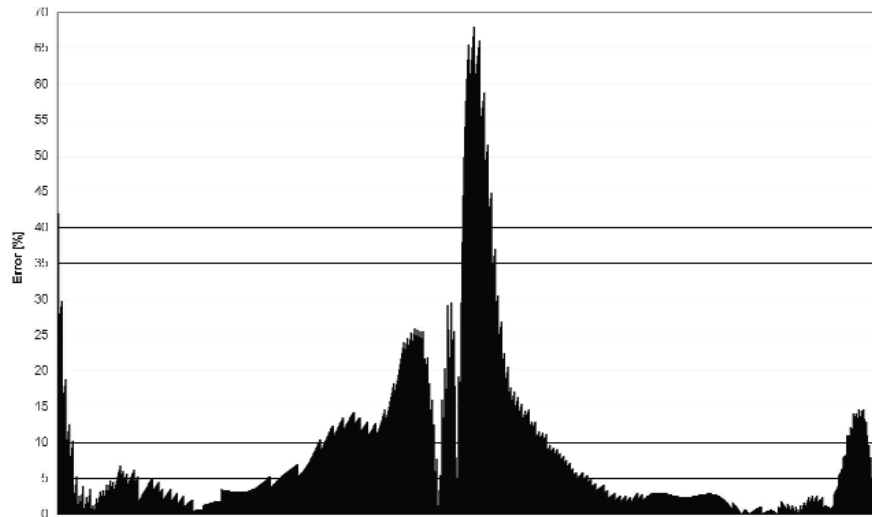


Figura 97: Representación del error cometido (2 Hz)

Se observa una magnitud elevada del error cometido en la zona central de la gráfica (perteneciente a la zona de baja velocidad donde se dan los fenómenos de histéresis), donde se llega a alcanzar un valor del 67,92% de error.

El rango de velocidades en el que se produce este error tan elevado es muy limitado, estando el error promediado en torno al 9% (8,63%). Valor que se considera aceptable para los propósitos de este trabajo.

En el caso del modelo generado a partir de una frecuencia de excitación de 3 Hz, se obtienen resultados más satisfactorios como se puede apreciar en la figura 98 que se muestra en la página a continuación.

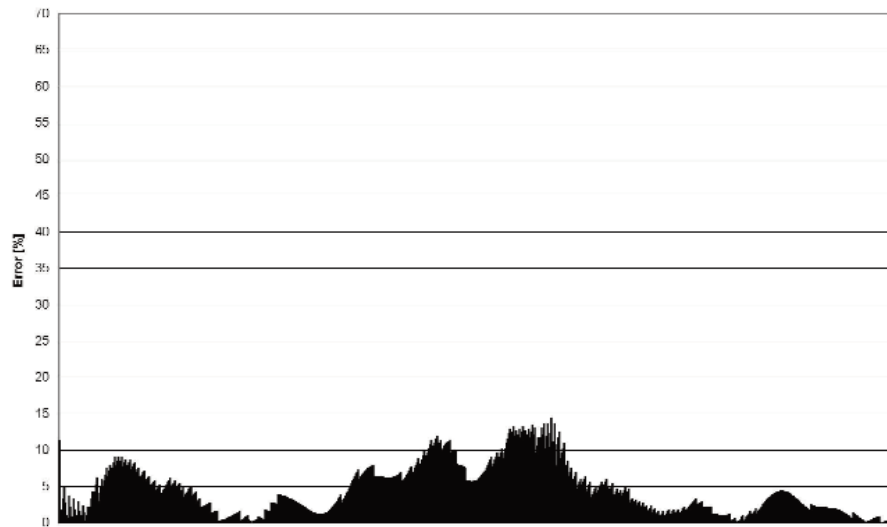


Figura 98: Representación del error cometido (3 Hz)

En este caso se observa que el modelo se ajusta bastante bien a los datos experimentales, no mostrando en ningún momento valores de error superiores al 15%. El error promediado se sitúa en torno al 5% (4,39%), siendo éste un resultado muy satisfactorio para los propósitos del presente trabajo.

5. CONCLUSIONES

Se puede concluir, a la vista de los resultados obtenidos, que los objetivos marcados al inicio del presente trabajo se han alcanzado de forma satisfactoria.

Se ha conseguido desarrollar un modelo sencillo, fácil de implementar, en cuanto al uso de expresiones matemáticas se refiere, sin necesidad de recurrir a ecuaciones diferenciales que ralentizarían notablemente el proceso de cálculo.

La extracción de los parámetros iniciales del amortiguador se realiza de forma sencilla mediante los datos obtenidos de las medidas experimentales en el banco de ensayos.

El fenómeno de histéresis en las zonas de baja velocidad ha sido incluido en el modelo con resultados satisfactorios. Asimismo, las desviaciones de los resultados con respecto a los datos experimentales son bajas, lo cual indica una buena fiabilidad de resultados.

En definitiva, el modelo cumple con las expectativas, mostradas al inicio del proyecto, de sencillez, bajo requerimiento de cálculo y precisión en los resultados mostrados.

6. FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

Como se ha comentado anteriormente, el modelo descrito no tiene en cuenta el efecto de la temperatura, factor que en aplicaciones fuera de laboratorio puede ser muy importante ya que influye en la viscosidad del aceite así como en las propiedades del gas nitrógeno.

Otros factores como la influencia de la frecuencia de excitación en el comportamiento de la valvulería interna del amortiguador serán tenidas en cuenta en futuras investigaciones.

Asimismo, el efecto negativo derivado de la degradación del fluido hidráulico podría implementarse mediante los datos recogidos de varios ensayos a alto número de ciclos para determinar una correspondencia entre este número de ciclos y la respuesta del amortiguador.

7. DETALLES CONSTRUCTIVOS DEL AMORTIGUADOR

El amortiguador utilizado durante el ensayo para la caracterización de su comportamiento pertenece a la familia Reflex[®] de la marca Monroe[®]. Se trata de un 'strut' que, en conjunción con un muelle de suspensión, configura una suspensión de tipo McPherson.

El amortiguador es de tipo monotubo e incluye una válvula de base denominada Impact Sensor[™] (figuras 100 y 101), la cual, en caso de un golpe, libera más fluido en un tiempo de 12 milisegundos amortiguando el impacto, tras lo cual, el amortiguador regresa a su amortiguación firme tarada en 15 milisegundos.

Este sistema conlleva que la suspensión sea firme en terrenos lisos pero que, en casos de irregularidades en el firme, se suavice para absorberlas.

En la figura 99 se puede observar el amortiguador contenido en el 'strut' ensayado.



Figura 99: Amortiguador ensayado

En la zona inferior de la figura anterior se observa la válvula de base citada anteriormente; a continuación, se muestran dos detalles de la misma.



Figura 100: Detalle externo válvula Impact Sensor™



Figura 101: Detalle interno válvula Impact Sensor™

Una vez retirado el tubo externo se puede apreciar la porción del vástago del amortiguador que se deslaza en la zona de extensión en la figura 102.



Figura 102: Amortiguador sin tubo externo

A la derecha de la figura anterior se observa el pistón que contiene las válvulas del amortiguador. En la figura 103 se muestra el despiece de la valvulería descrita.



Figura 103: Despiece válvulas de apertura por presión

Por último, se muestra el despiece completo del ‘strut’ ensayado en la figura 104.



Figura 104: Despiece del ‘strut’

En la figura anterior se observa, de arriba a abajo y de izquierda a derecha, la columna que se ancla al subchasis de la suspensión; el amortiguador con el tubo externo retirado; la válvula de base Impact SensorTM; el retén (parte crítica del conjunto ya que el mayor índice de fallos se detecta en esta pieza); parte superior de la columna, seccionada para poder extraer el conjunto; y, tubo externo del amortiguador.

APÉNDICE A

```
%this is a preliminar program for shock absorber compression stroke
%inputs are known physical variables, motion profiles, gas pressure and
%compression chamber pressure

clc
clear all
close all

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%define the motion profiles in vectors
timesteps = 240; %steps in a cycle minus one
Freq = 1.59; %Hz
Amp = .499 %in
cycle = Freq^-1;
halfcycle = cycle/2;
incoftime = cycle/timesteps;

Timevec = zeros(timesteps+1,1);

%For the comp cycle, where vel is pos; and rebound where vel is neg

    for j = 2:1:timesteps+1 Timevec(j,1) = Timevec(j-1,1) + incoftime;
    %this will change for diff # of time steps end
%the compression cycle is for step 1 through step (timesteps/2 + 1)%the rebound is the re-
remaining steps to timesteps + 1%max displacement is 1", split into positive 1/2" and negative
1/2"
    Xvec = zeros(timesteps+1,1);for
    j = 1:1:timesteps+1 Xvec(j,1) =
    Amp * sin(Freq*2*pi*Timevec(j)
    - pi/2);
end

% figure (1)
% plot(Timevec,Xvec,'-b*')
% xlabel('Time (sec)')
% ylabel('Displacement (in)')
% title('Cycle Displacement Profile vs. time')
%Velocity

    Xdot = zeros(timesteps+1,1);for
    j = 1:1:timesteps+1 Xdot(j,1) =
    (Amp*2*pi*Freq)*
    cos(Freq*2*pi*Timevec(j) -
    pi/2);
end
% figure (2)% plot(Timevec,Xdot,'-b*')% xla-
bel('Time (sec)')% ylabel('Velocity (in/sec)')%
```



```

title('Cycle Velocity Profile')%acceleration
Xdotdot = zeros(timesteps+1,1);for j =
1:1:timesteps+1
    Xdotdot(j,1) = -(Amp*2*pi*Freq)*(2*pi*Freq)
    *sin(Freq*2*pi*Timevec(j) - pi/2);
end

% figure (3)
% plot(Timevec,Xdotdot,'-b*)
% xlabel('Time (sec)')
% ylabel('Acceleration (in/sec^2)')
% title('Cycle Acceleration Profile')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%define values for gas pressue and compression chamber pressure
%initial gas pressure
Pgasi =24;% psi standard
Dgp = 1.39; % Diameter gas piston in
Agp = pi*(Dgp/2)^2; %in^2
Lg = .80; %in
Drod = .375; %diameter rod in
Arod = pi*(Drod/2)^2;
mgp = .0273; %mass gas piston, lbs
slugs = 386.4; %slugs in in/sec^2 for proper unit conversion
%gas pressure for the cycle

Pgas = zeros(timesteps+1,1);
for j = 1:1:timesteps+1
    Pgas(j) = Pgasi * (Agp*Lg)/(Agp*Lg-Arod*Xvec(j));
end

%pressure in the compression chamber during compression stroke

Pc =
zeros(timesteps+1,1);for
j=1:1:timesteps+1Pc(j) =
    Pgas(j) + (Arod/Agp^2)*
    (mgp/slugs) * Xdotdot(j);
end

% figure (4)
% hold on
% plot(Xdot, Pc,'-rx')
% plot(Xdot,Pgas,'-b*')
% title('Compression Chamber Pressure & Gas Pressure Compression
Stroke')
% xlabel('Velocity in/sec^2')
% ylabel('Pressure Compression Chamber, Pc, lbs/in^2')
% legend('Pc', 'Pgas')

```

```

%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%Examine total flow from equation
%constant inputs
Dpis = 1.13; %diameter of piston, inches
Apis = pi*(Dpis/2)^2;
Ar = Apis-Arod;
Q = zeros(timesteps+1,1);

%for positive velocity

for j = 1:timesteps/2+1
    Q(j) = Ar*Xdot(j);

end

%for negative velocity, %all flows will have positive values

    for j = timesteps/2+2:timesteps+1
        Q(j) = Ar*-Xdot(j);
    end

% figure(5)
% plot(Xdot,Q)
% title('Total Flow, Q, for compression Stroke vs. Velocity')
% xlabel('Velocity in/sec')
% ylabel('Total Flow, Q, in^3/sec')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%Define the storage for the solved values,
%at X = 0 in beginning, Pc = Pv = Pr, y = 0, and Qb, Qlp, & Qv = 0
Pr = zeros(timesteps+1,1); %Vector for Pressure in Rebound chamber
Pr(1) = Pc(1); %equal pressure at time zero
Pv = zeros(timesteps+1,1); %Vector for Pressure in valve
Pv(1) = Pc(1); %equal pressure at time zero
y = zeros(timesteps+1,1); %Shim deflection vector
y(1)=0;
Qv = zeros(timesteps+1,1);
Qv(1)=0;
Qb = zeros(timesteps+1,1);
Qb(1)=0;
Qlp = zeros(timesteps+1,1);
Qlp(1)=0;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%Define the equations for iterative solving, 6 eq's 6 unknowns
%common labels, v = valve, o = orifice, b = bleed orifice, lp =
leakage

```

```

%Initial guesses for unknowns for the first calculation
Pv(2) = 26.24; %pressure in the valving, psi
Pr(2) = 26.07; %pressure in the rebound chamber, psi
Qv(2) = 0.08; %Valve Flow, in^3/sec
Qb(2) = .35 ; %Bleed Orifice Flow, in^3/sec
Qlp(2) = 0.0025 ; %Seal Flow, in^3/sec
y(2) = .0005; %Shim deflection, in
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%COMPRESSION STROKE ITERATIONS
    for j =
        2:1:timesteps/2
            %one more count
            %gives infinite iterations%define the
            %initial guesses for
            %the iteration loop-
            if j == 2 Qvi =
                Qv(2); Qbi =
                Qb(2); Qlpi
                = Qlp(2); yi =
                y(2); Pvi =
                Pv(2); Pri
                = Pr(2); else Qvi =
                Qv(j-1); Qbi =
                Qb(j-1); Qlpi =
                Qlp(j-1); yi = y(j-
                1); Pvi = Pv(j-
                1); Pri = Pr(j-1);

            end

            %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
            %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
            %EQ1, Ar previously defined
            %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
            %EQ2
            Dv1 = 1.13; %inch %Diameter of compression valve, i.e. Dia of largest Shim
            Cdv1 = 0.71; %dynamic discharge coeff for valve : 1=compression stroke
            rho = 0.0330; % fluid density of mineral oil lbm/in^3 about 5W oil weight
            %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
            %EQ3,
            %assume large diameter holes for compression stroke
            Do1 = .0375; %in, Diameter of compression orifice
            Ao1 = 3*pi*(Do1/2)^2; %area of orifice flow, 3 holes
            %from shim model estimate Av
            Rop = .240; %in % found by modeling shim and estimating pressure area
            %based on top shim diameter in multi shim stack
            a3 = .565; %in % same method as Rop. this is large shim radius
            Av = .5 * (pi*a3^2 - pi*Rop^2);

```

```

%1/2 of annular area of acting pressue on shim
Cf = 0.3; %momentum coefficent, exp found by Lang
Fsp = 0; %spring preload on shims, set to zero for start
k1 = 800; %lbf/in spring constant of shims,
%%%%%%%%
%EQ4, Ao1,rho,slugs previously defined
Cdo1 = .71; %dynamic discharge coeff for orifice, 1 = compression
%%%%%%%%
%EQ5 %rho, slugs previously defined
Db1 = .104 ; %measured diameter of bleed orifice
Ab1 = (pi *(Db1/2)^2);
Cdb1 = .61; %Bleed orifice dynamic discharge coeff, 1=compression
%%%%%%%%
%EQ6
b = .003; %leakage gap, measured estimate, inches
%no slugs needed in this case for the mu, if in lbm/(in*sec)then itdoes
mu = 2.5*10^-5; % this is corrected into lbf*sec/in^2
l = .30; %this is length of leak count = 1;%EQ1: sums of total flowsf1 = Qvi +
Qbi + Qlpi - Xdot(j)*Ar; %f1 = 0 %partial derivativesdf1dQv = 1;df1dQb = 1;df1dQlp = 1;df1dy
= 0;df1dPv = 0;df1dPr = 0;
%EQ2: valve flow equation to shim
f2 = .5*pi*Dv1*yi*Cdv1*sqrt(2*slugs*(Pvi-Pri)/rho) - Qvi; %f2 = 0

```

%partial derivatives

```

df2dQv = -1;
df2dQb = 0;
df2dQlp = 0;
df2dy = .5*pi*Dv1*Cdv1*sqrt(2*slugs*(Pvi-Pri)/rho);
df2dPv=(pi*Dv1*yi*Cdv1*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pvi-
Pri)/rho));
df2dPr=-(pi*Dv1*yi*Cdv1*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pvi-
Pri)/rho));

```

%EQ3: Force balance on the valve

```
f3 = (Pvi-Pri)*Av + Cf*(rho/slugs)*(Qvi^2/Ao1) - Fsp - k1*yi; %f3=0
```

%partial derivatives

```

df3dQv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qvi/Ao1);
df3dQb = 0;
df3dQlp = 0;
df3dy = -k1;
df3dPv = Av;
df3dPr = -Av;

```

%EQ4: Orifice flow rate equation to valve

```
f4 = Ao1*Cdo1*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pvi)/rho) - Qvi;%f4=0
```

%partial derivatives

```
df4dQv = -1;  
df4dQb = 0;  
df4dQlp = 0;  
df4dy = 0;  
df4dPv = (-Ao1*Cdo1*sqrt(2))/(2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-  
Pvi)/rho));  
df4dPr = 0;
```

%EQ5: Bleed Orifice equation

```
f5 = Ab1*Cdb1*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pri)/rho) - Qbi;%f5=0
```

%partial derivatives

```
df5dQv = 0;  
df5dQb = -1;  
df5dQlp = 0;  
df5dy = 0;  
df5dPv = 0;  
df5dPr = (-Ab1*Cdb1*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-  
Pri)/rho));
```

%EQ6: Seal leakage Equation

```
f6 = pi*Dpis*( b^3*(Pc(j)-Pri)/(12*mu*l) + Xdot(j)*b/2) - Qlpi; %f6=0
```

%partial derivatives

```
df6dQv = 0;  
df6dQb = 0;  
df6dQlp = -1;  
df6dy = 0;  
df6dPv = 0;
```

```
df6dPr = -b^3*pi*Dpis/(12*mu*l);
```

%iteratively solve the system $A \cdot \Delta = f$ %build f vector

```
f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5;-f6];
```

%build the A matrix

```
A(1,:) = [df1dQv,df1dQb,df1dQlp,df1dy,df1dPv,df1dPr] ;A(2,:) =  
[df2dQv,df2dQb,df2dQlp,df2dy,df2dPv,df2dPr] ;A(3,:) =  
[df3dQv,df3dQb,df3dQlp,df3dy,df3dPv,df3dPr] ;A(4,:) =  
[df4dQv,df4dQb,df4dQlp,df4dy,df4dPv,df4dPr] ;A(5,:) =  
[df5dQv,df5dQb,df5dQlp,df5dy,df5dPv,df5dPr] ;A(6,:) =  
[df6dQv,df6dQb,df6dQlp,df6dy,df6dPv,df6dPr] ;
```

```
Delta = A^-1*f;
```

%reassign the unknowns

```
Qvi = Qvi + Delta(1,1);
```

```
Qbi = Qbi + Delta(2,1);
Qlpi = Qlpi + Delta(3,1);
yi = yi + Delta(4,1);
Pvi = Pvi + Delta(5,1);
Pri = Pri + Delta(6,1);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
while max(abs(Delta))>.0001 | max(abs(f))>.00001
    %EQ1: sums of total flows f1 = Qvi + Qbi + Qlpi - Xdot(j)*Ar; %for loop here %f1 = 0
    %partial derivatives
    df1dQv = 1;
    df1dQb = 1;
    df1dQlp = 1;
    df1dy = 0;
    df1dPv = 0;
    df1dPr = 0;

    %EQ2: valve flow equation to shim
    f2 = .5*pi*Dv1*yi*Cdv1*sqrt(2*slugs*(Pvi-Pri)/rho) - Qvi; %f2 = 0
    %partial derivatives

    df2dQv = -1;
    df2dQb = 0;
    df2dQlp = 0;
    df2dy = .5*pi*Dv1*Cdv1*sqrt(2*slugs*(Pvi-Pri)/rho);
    df2dPv = (pi*Dv1*yi*Cdv1*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pvi-
    Pri)/rho));
    df2dPr = -(pi*Dv1*yi*Cdv1*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pvi-
    Pri)/rho));

    %EQ3: Force balance on the valve
    f3 = (Pvi-Pri)*Av + Cf*(rho/slugs)*(Qvi^2/Ao1) - Fsp - k1*yi; %f3=0
    %partial derivatives

    df3dQv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qvi/Ao1);
    df3dQb = 0;

    df3dQlp = 0;
    df3dy = -k1;
    df3dPv = Av;
    df3dPr = -Av;

    %EQ4: Orifice flow rate equation to valve
    f4 = Ao1*Cdo1*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pvi)/rho) - Qvi; %f4=0
    %partial derivatives
```

```
df4dQv = -1;
df4dQb = 0;
df4dQlp = 0;
df4dy = 0;
df4dPv = (-Ao1*Cdo1*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-
Pvi)/rho));
df4dPr = 0;

%EQ5: Bleed Orifice equation
f5 = Ab1*Cdb1*sqrt(2*slugs*(Pc(j)-Pri)/rho) - Qbi;%f5=0
%partial derivatives

df5dQv = 0;
df5dQb = -1;
df5dQlp = 0;
df5dy = 0;
df5dPv = 0;
df5dPr = (-Ab1*Cdb1*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pc(j)-
Pri)/rho));

%EQ6: Seal leakage Equation
f6 = pi*Dpis*(b^3*(Pc(j)-Pri)/(12*mu*l) + Xdot(j)*b/2) - Qlpi;%f6=0
%partial derivatives

df6dQv = 0;
df6dQb = 0;
df6dQlp = -1;
df6dy = 0;
df6dPv = 0;
df6dPr = -b^3*pi*Dpis/(12*mu*l);

%iteratively solve the system A*Delta = f for Delta
%build f vector

f = [-f1;-f2;-f3;-f4;-f5;-f6];

%build the A matrix

A(1,:) = [df1dQv,df1dQb,df1dQlp,df1dy,df1dPv,df1dPr] ;
A(2,:) = [df2dQv,df2dQb,df2dQlp,df2dy,df2dPv,df2dPr] ;
A(3,:) = [df3dQv,df3dQb,df3dQlp,df3dy,df3dPv,df3dPr] ;
A(4,:) = [df4dQv,df4dQb,df4dQlp,df4dy,df4dPv,df4dPr] ;
A(5,:) = [df5dQv,df5dQb,df5dQlp,df5dy,df5dPv,df5dPr] ;
A(6,:) = [df6dQv,df6dQb,df6dQlp,df6dy,df6dPv,df6dPr] ;

%solve the matrix system

Delta = A^-1*f;
```

```
%reassign the unknowns
Qvi = Qvi + Delta(1);
Qbi = Qbi + Delta(2);
Qlpi = Qlpi + Delta(3);

yi = yi + Delta(4);
Pvi = Pvi + Delta(5);
Pri = Pri + Delta(6);

%this pulls the real part of the complex solution
Qv(j) = real(Qvi);
Qb(j) = real(Qbi);
Qlp(j) = real(Qlpi);
y(j) = real(yi);
Pv(j) = real(Pvi);
Pr(j) = real(Pri);

count = count + 1;

end end %end of first for loop for compression iteration

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%begin of the rebound stroke
Pr > Pv > Pc, the velocity is negative in this region according to EQ's
at v = 0 the pressures are assumed to equalize, assign the values from Pc
Pr(timesteps/2+1)=Pc(timesteps/2+1);Pv(timesteps/2+1)=Pc(timesteps/2+1);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Initial guesses for unknowns for the Rebound calculation
Pv(timesteps/2 + 2) = 32.9; %pressure in the valving,
psiPr(timesteps/2 + 2) = 32.1; %pressure in the rebound chamber,
psiQv(timesteps/2 + 2) = 0.5; %Valve Flow, in^3/sec
Qb(timesteps/2 + 2) = 0.5 ; %Bleed Orifice Flow, in^3/sec
Qlp(timesteps/2 + 2) = 0.005 ; %Seal Flow, in^3/sec
y(timesteps/2 + 2) = .002; %Shim deflection,
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%All constant Inputs from each equation for the Rebound stroke
%EQ1, Ar previously defined
%EQ2 slugs, rho previously defined
Dv2 = 1.13; %inch
%Diameter of comp valve,i.e. Diameter of largest Shim
Cdv2 = 0.71; %dynamic discharge coeff for valve
%2 = rebound stroke
%EQ3, Cf, Rop, a3, Av, Fsp previously defined
%assume smaller diameter holes for rebound stroke
Do2 = .0375; %in, Diameter of rebound orifice
Ao2 = 3*pi*(Do2/2)^2; %area of orifice flow,
4 holes
k2 = 800; %lbf/in spring constant of shims, this is an initial guess
%from shim model estimate
Av, % % %
Rop = .240; %in % % % this was found by modeling shim and estimating pressure area
% % % %based on top shim diameter in multi shim stack
% % % a3
```



```
= .565; %in % same method as Rop.  
this is large shim radius% % % Av = .5  
* (pi*a3^2 - pi*Rop^2);% % % 1/2 of  
annular area of acting pressue on  
shim% % % Fsp = 0; %spring preload  
on shims, set to zero for start%%%%  
%EQ4, Ao1,rho,slugs previously de-  
fined  
Cdo2 = .71; %dynamic discharge coeff for orifice, 2 = Rebound%%%%%%%% %EQ5 %rho, slugs  
previously defined  
Db2 = .104; %measured diameter of bleed orifice  
Ab2 = pi *(Db2/2)^2;  
Cdb2 =0.61; %Bleed orifice dynamic discharge coeff, 2=Rebound  
  
%%%%%%%%  
%EQ6 %b,mu,l previously defined%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% %REBOUND STROKE ITERA-  
TIONS for j = (timesteps/2 + 2):1:timesteps %loop over time steps  
    %define the initial guesses for the iteration loops  
        if j == (timesteps/2 + 2)  
            Qvi = Qv(timesteps/2 + 2);  
            Qbi = Qb(timesteps/2 + 2);  
            Qlpi =Qlp(timesteps/2 + 2);  
            yi = y(timesteps/2 + 2);  
            Pvi = Pv(timesteps/2 + 2);  
            Pri =Pr(timesteps/2 + 2);  
  
        else  
            Qvi = Qv(j-1);  
            Qbi = Qb(j-1);  
            Qlpi = Qlp(j-1);  
            yi = y(j-1);  
            Pvi = Pv(j-1);  
            Pri = Pr(j-1);  
  
        end  
count = 1;  
%NOTE: %all the equations and partials are overwritten for the rebound stroke,%should be ok  
though%EQ1: sums of total flowsf1 = Qvi + Qbi + Qlpi - (-Xdot(j))*Ar; %f1 = 0 %negative  
cause neg vel%partial derivatives  
df1dQv =  
1;df1dQb =  
1;df1dQlp =  
1;df1dy =  
0;df1dPv =  
0;df1dPr = 0;  
  
%EQ2: valve flow equation to shimf2 = .5*pi*Dv2*yi*Cdv2*sqrt(2*slugs*(Pvi-Pc(j))/rho) -  
Qvi; %f2 = 0
```

%partial derivatives

```
df2dQv = -1;
df2dQb = 0;
df2dQlp = 0;
df2dy = .5*pi*Dv2*Cdv2*sqrt(2*slugs*(Pvi-Pc(j))/rho);
df2dPv=(pi*Dv2*yi*Cdv2*sqrt(2))/(4*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pvi-
Pc(j))/rho));
df2dPr =0;
```

%EQ3: Force balance on the valve

```
f3 = (Pvi-Pc(j))*Av + Cf*(rho/slugs)*(Qvi^2/Ao2) - Fsp - k2*yi; %f3=0
```

%partial derivatives

```
df3dQv = 2*Cf*(rho/slugs)*(Qvi/Ao2);
df3dQb = 0;
df3dQlp =0;
df3dy = -k2;
df3dPv = Av;
df3dPr = 0;
```

%EQ4: Orifice flow rate equation to valve

```
f4 = Ao2*Cdo2*sqrt(2*slugs*(Pri-Pvi)/rho) - Qvi;%f4=0
```

%partial derivatives

```
df4dQv= -1;
df4dQb = 0;
df4dQlp = 0;
df4dy = 0;
df4dPv = (-Ao2*Cdo2*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-
Pvi)/rho));
df4dPr = (Ao2*Cdo2*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-
Pvi)/rho));
```

%EQ5: Bleed Orifice equation

```
f5 = Ab2*Cdb2*sqrt(2*slugs*(Pri-Pc(j))/rho) - Qbi;%f5=0
```

%partial derivatives

```
df5dQv = 0;
df5dQb = -1;
df5dQlp = 0;
df5dy= 0;
df5dPv =0;
df5dPr = (Ab2*Cdb1*sqrt(2)) / (2*(rho/slugs)*sqrt(slugs*(Pri-
Pc(j))/rho));
```

```
%EQ6: Seal leakage Equation
```

$$f6 = \pi * D_{pis} * (b^3 * (P_{ri} - P_{c(j)}) / (12 * \mu * l) + (-\dot{X}_{dot(j)}) * b / 2) - Q_{lpi};$$

```
%f6=0
```

```
%partial derivatives
```

$$df6dQ_v = 0;$$

$$df6dQ_b = 0;$$

$$df6dQ_{lp} = -1;$$

$$df6dy = 0;$$

$$df6dP_v = 0;$$

$$df6dP_r = b^3 * \pi * D_{pis} / (12 * \mu * l);$$

```
%iteratively solve the system A*Delta = f %build f vector
```

$$f = [-f1; -f2; -f3; -f4; -f5; -f6];$$

```
%build the A matrix
```

$$A(1,:) = [df1dQ_v, df1dQ_b, df1dQ_{lp}, df1dy, df1dP_v, df1dP_r]; A(2,:) =$$

$$[df2dQ_v, df2dQ_b, df2dQ_{lp}, df2dy, df2dP_v, df2dP_r]; A(3,:) =$$

$$[df3dQ_v, df3dQ_b, df3dQ_{lp}, df3dy, df3dP_v, df3dP_r]; A(4,:) =$$

$$[df4dQ_v, df4dQ_b, df4dQ_{lp}, df4dy, df4dP_v, df4dP_r]; A(5,:) =$$

$$[df5dQ_v, df5dQ_b, df5dQ_{lp}, df5dy, df5dP_v, df5dP_r]; A(6,:) =$$

$$[df6dQ_v, df6dQ_b, df6dQ_{lp}, df6dy, df6dP_v, df6dP_r];$$

$$\Delta = A^{-1} * f;$$

```
%reassign the unknowns
```

$$Q_{vi} = Q_{vi} + \Delta(1,1);$$

$$Q_{bi} = Q_{bi} + \Delta(2,1);$$

$$Q_{lpi} = Q_{lpi} + \Delta(3,1);$$

$$y_i = y_i + \Delta(4,1);$$

$$P_{vi} = P_{vi} + \Delta(5,1);$$

$$P_{ri} = P_{ri} + \Delta(6,1);$$

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Start newton
```

```
iterations
```

```
while max(abs(Delta))>.01 | max(abs(f))>.01
```

```
%EQ1: sums of total flows
```

$$f1 = Q_{vi} + Q_{bi} + Q_{lpi} - (-\dot{X}_{dot(j)}) * A_r; \%f1 = 0 \text{ negative cause neg vel}$$

```
%partial derivatives
```

$$df1dQ_v = 1;$$

$$df1dQ_b = 1;$$

$$df1dQ_{lp} = 1;$$

$$df1dy = 0;$$

$$df1dP_v = 0;$$

$$df1dP_r = 0;$$

%EQ2: valve flow equation to shim

$$f2 = .5 * \pi * D_v^2 * y_i * C_{dv}^2 * \sqrt{2 * \text{slugs} * (P_{vi} - P_{c(j)}) / \rho} - Q_{vi}; \%f2 = 0$$

%partial derivatives

$$df2dQ_v = -1;$$

$$df2dQ_b = 0;$$

$$df2dQ_{lp} = 0;$$

$$df2dy = .5 * \pi * D_v^2 * C_{dv}^2 * \sqrt{2 * \text{slugs} * (P_{vi} - P_{c(j)}) / \rho};$$

$$df2dP_v = (\pi * D_v^2 * y_i * C_{dv}^2 * \sqrt{2}) / (4 * (\rho / \text{slugs}) * \sqrt{\text{slugs} * (P_{vi} - P_{c(j)}) / \rho});$$

$$df2dP_r = 0;$$

%EQ3: Force balance on the valve

$$f3 = (P_{vi} - P_{c(j)}) * A_v + C_f * (\rho / \text{slugs}) * (Q_{vi}^2 / A_o^2) - F_{sp} - k_2 * y_i; \%f3 = 0$$

%partial derivatives

$$df3dQ_v = 2 * C_f * (\rho / \text{slugs}) * (Q_{vi} / A_o^2);$$

$$df3dQ_b = 0;$$

$$df3dQ_{lp} = 0;$$

$$df3dy = -k_2;$$

$$df3dP_v = A_v;$$

$$df3dP_r = 0;$$

%EQ4: Orifice flow rate equation to valve

$$f4 = A_o^2 * C_{do}^2 * \sqrt{2 * \text{slugs} * (P_{ri} - P_{vi}) / \rho} - Q_{vi}; \%f4 = 0$$

%partial derivatives

$$df4dQ_v = -1;$$

$$df4dQ_b = 0;$$

$$df4dQ_{lp} = 0;$$

$$df4dy = 0;$$

$$df4dP_v = (-A_o^2 * C_{do}^2 * \sqrt{2}) / (2 * (\rho / \text{slugs}) * \sqrt{\text{slugs} * (P_{ri} - P_{vi}) / \rho});$$

$$df4dP_r = (A_o^2 * C_{do}^2 * \sqrt{2}) / (2 * (\rho / \text{slugs}) * \sqrt{\text{slugs} * (P_{ri} - P_{vi}) / \rho});$$

%EQ5: Bleed Orifice equation

$$f5 = A_b^2 * C_{db}^2 * \sqrt{2 * \text{slugs} * (P_{ri} - P_{c(j)}) / \rho} - Q_{bi}; \%f5 = 0$$

%partial derivatives

$$df5dQ_v = 0;$$

$$df5dQ_b = -1;$$

$$df5dQ_{lp} = 0;$$

$$df5dy = 0;$$

$$df5dP_v = 0;$$

$$df5dP_r = (A_b^2 * C_{db}^2 * \sqrt{2}) / (2 * (\rho / \text{slugs}) * \sqrt{\text{slugs} * (P_{ri} - P_{c(j)}) / \rho});$$

%EQ6: Seal leakage Equation

$$f6 = \pi * D_{pis} * (b^3 * (P_{ri} - P_{c(j)}) / (12 * \mu * l) + (-\dot{X}_{dot(j)}) * b / 2) - Q_{lpi};$$

%f6=0

%partial derivatives

$$df6dQ_v = 0;$$

$$df6dQ_b = 0;$$

$$df6dQ_{lp} = -1;$$

$$df6dy = 0;$$

$$df6dP_v = 0;$$

$$df6dP_r = b^3 * \pi * D_{pis} / (12 * \mu * l);$$

%iteratively solve the system $A * \Delta = f$

%build f vector

$$f = [-f1; -f2; -f3; -f4; -f5; -f6];$$

%build the A matrix

$$A(1,:) = [df1dQ_v, df1dQ_b, df1dQ_{lp}, df1dy, df1dP_v, df1dP_r];$$

$$A(2,:) = [df2dQ_v, df2dQ_b, df2dQ_{lp}, df2dy, df2dP_v, df2dP_r];$$

$$A(3,:) = [df3dQ_v, df3dQ_b, df3dQ_{lp}, df3dy, df3dP_v, df3dP_r];$$

$$A(4,:) = [df4dQ_v, df4dQ_b, df4dQ_{lp}, df4dy, df4dP_v, df4dP_r];$$

$$A(5,:) = [df5dQ_v, df5dQ_b, df5dQ_{lp}, df5dy, df5dP_v, df5dP_r];$$

$$A(6,:) = [df6dQ_v, df6dQ_b, df6dQ_{lp}, df6dy, df6dP_v, df6dP_r];$$

$$\Delta = A^{-1} * f;$$

%reassign the unknowns

$$Q_{vi} = Q_{vi} + \Delta(1,1);$$

$$Q_{bi} = Q_{bi} + \Delta(2,1);$$

$$Q_{lpi} = Q_{lpi} + \Delta(3,1);$$

$$y_i = y_i + \Delta(4,1);$$

$$P_{vi} = P_{vi} + \Delta(5,1);$$

$$P_{ri} = P_{ri} + \Delta(6,1);$$

$$Q_v(j) = \text{real}(Q_{vi});$$

$$Q_b(j) = \text{real}(Q_{bi});$$

$$Q_{lp}(j) = \text{real}(Q_{lpi});$$

$$y(j) = \text{real}(y_i);$$

$$P_v(j) = \text{real}(P_{vi});$$

$$P_r(j) = \text{real}(P_{ri});$$

$$\text{count} = \text{count} + 1$$

```

end end %end of rebound iteration loop

%This defines the last Pv, Pr for graphing
Pr(timesteps+1)=Pc(timesteps+1);Pv(timesteps+
1)=Pc(timesteps+1);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% %Now
calculate the Damping Forces
DampingF = zeros(timesteps+1,1);Ffric = 5; %lbs of seal friction Mpassm = .335 ; %Measured
piston/rod assembly mass%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% %calc the damping force, ac-
count correctly for constant friction
    for j = 1:timesteps/2:DampingF(j) = - Pr(j)*Ar
        + Pc(j)*Apis + Ffric
        + Mpassm*Xdotdot(j)/slugs;
end

    for j = timesteps/2+1 : 1 : timestepsDampingF(j) =
        -Pr(j)*Ar + Pc(j)*Apis -
        Ffric+Mpassm*Xdotdot(j)/slugs;
end

DampingF(timesteps+1) = - Pr(timesteps+1)*Ar + Pc(timesteps+1)*Apis
+ Ffric + Mpassm*Xdotdot(timesteps+1)/slugs;

%Note: you must divide the mass by slugs !!!!!!!
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

figure(555)
hold on
plot(Xdot, Pr, '-b')
plot(Xdot, Pv, '-r')
plot(Xdot, Pc, '-g')
legend('Pr', 'Pv', 'Pc')

%
% figure(556)
% hold on
% plot(Xdot,Q,'-r')
% plot(Xdot,Qv,'-g')
% plot(Xdot,Qb,'-b')
% plot(Xdot,Qlp, '-c')
% legend('Q','Qv','Qb','Qlp')

% figure(777)
% plot(Xdot, DampingF, '-b');
% xlabel('Velocity, in/sec')
% ylabel('Damping Force, lbf')
% title('Damper Force vs. Velocity')
%
%
```

```
% figure(888)
% plot(Xvec, DampingF, '-b');
% xlabel('Displacement, in')
% ylabel('Damping Force, lbf')
% title('Damper Force vs. Displacement')

%reverse the velocity vector for different velocity definition

RevXvec = zeros(timesteps+1,1);for j =
1:timesteps+1RevXvec(j) = -Xvec(j);
end

figure(998)
plot(RevXvec, DampingF, '-b');
xlabel('Velocity, in/sec')
ylabel('Damping Force, lbf')
title('Damper Force vs. Velocity')

RevXdot = zeros(timesteps+1,1);for j =
1:timesteps+1RevXdot(j) = -Xdot(j);
end

figure(999)
grid
hold on
plot(RevXdot, DampingF, '-b');
xlabel('Velocity, in/sec')
ylabel('Damping Force, lbf')
title('Damper Force vs. Velocity')
```

APÉNDICE B

A continuación se muestra el ‘script’ programado en MatLab® para la implementación del modelo descrito en páginas anteriores.

%Caracterización de un amortiguador hidráulico monotubo

```
clc
clear all
close all

%Motion profile
timesteps=240;
A=0.045; %[m]
f=3; %[Hz]
per=f^-1; %[s]
inctime=per/timesteps;
t=zeros(timesteps,1);
for j=2:1:timesteps
    t(j,1)=t(j-1,1)+inctime;
end
y=zeros(timesteps,1);
for j=1:1:timesteps
    y(j,1)=A*sin(2*pi*f*t(j));
end
yy=zeros(timesteps,1);
for j=1:1:timesteps
    yy(j,1)=(A*2*pi*f)*cos(2*pi*f*t(j));
end

%Shock absorber fixed parameters
Fgas=150; %[N]
Vgas=0.000042; %[m^3]
Arod=0.000148; %[m^2]
v=22; %[mm^2/s]
rogas=1.25; %[kg/m^3]
```

%Compression parameters

```
Kleakc=12000; %[kg/mm^0.5*m^0.75]
Fprelc=550; %[N]
Ksprc=65; %[kg/s]
Ktrc=1; %[-]
Kportc=200; %[kg/mm^0.5*m^0.75]
Ffc=80; %[N]
```

%Rebound parameters

```
Kleakr=9000; %[kg/mm^0.5*m^0.75]
Fprelr=600; %[N]
Ksprr=300; %[kg/s]
Ktrr=0.8; %[-]
Kportr=75; %[kg/mm^0.5*m^0.75]
Ffr=75; %[N]
```

%Fdamping

```
Fdamping=zeros(timesteps,1);
Fleak=zeros(timesteps,1);
Fport=zeros(timesteps,1);
Fblow=zeros(timesteps,1);
for j=1:timesteps
    if yy(j)>=0
        Kleak=Kleakr;
        Kport=Kportr;
        Fprel=Fprelr;
        Kspr=Ksprr;
        Ktr=Ktrr;
        Fleak(j,1)=Kleak*v^0.25*yy(j)^1.75;
        Fport(j,1)=Kport*v^0.25*yy(j)^1.75;
        Fblow(j,1)=Fprel+Kspr*yy(j);

        Fdamping(j,1)=((Fleak(j)*Fblow(j))/((Fleak(j)^Ktr+Fblow(j)^Ktr)^(1/Ktr)))+
        Fport(j);
    else
        Kleak=Kleakc;
        Kport=Kportc;
        Fprel=Fprelc;
        Kspr=Ksprc;
        Ktr=Ktrc;
```

```
Fleak(j,1)=-Kleak*v^0.25*yy(j)^1.75;
Fport(j,1)=-Kport*v^0.25*yy(j)^1.75;
Fblow(j,1)=-Fprel+Kspr*yy(j);
Fdamping(j,1)=(-(Fleak(j)*Fblow(j))/((-Fleak(j)^Ktr)-
(Fblow(j)^Ktr))^(1/Ktr)))+Fport(j);
    end
end

%Fgasdyn
Fgasdyn=zeros(timesteps,1);
for j=1:timesteps
    Fgasdyn(j)=(Fgas*(Vgas^1.4))/((Vgas+Arod*y(j))^1.4);
end

%Ffriction
Ff=zeros(timesteps,1);
sw=0.01; %[m/s]
for j=1:timesteps
    if yy(j)<=-sw
        Ff(j)=-Ffc;
    elseif yy(j)<=0
        Ff(j)=(-Ffc/sw)*yy(j);
    elseif yy(j)<=sw
        Ff(j)=(Ffr/sw)*yy(j);
    else
        Ff(j)=Ffr;
    end
end

%Finertia
Finertia=zeros(timesteps,1);
for j=1:timesteps
    if yy(j)<-0.4*pi*f*A
        Finertia(j,1)=0;
    elseif yy(j)<0.6*pi*f*A
        if yy(j)<yy(j+1)
            Finertia(j,1)=0;
        else
```

```
Finertia(j,1)=0.178*(Fgas*Vgas/Arod)*rogas*A*((2*pi*f)^2)*(cos((2/(f*A))*(  
yy(j)+0.4*pi*f*A))-1);  
    end  
    else  
        Finertia(j,1)=0;  
    end  
end  
  
%Fdamper  
Fdamper=zeros(timesteps,1);  
Fdampwohys=zeros(timesteps,1);  
for j=1:timesteps  
    Fdamper(j)=Fdamping(j)+Fgasdyn(j)+Ff(j)+Finertia(j);  
    Fdampwohys(j)=Fdamping(j)+Fgas+Ff(j);  
end  
F=zeros(timesteps,1);  
Fwohys=zeros(timesteps,1);  
Desp=zeros(timesteps,1);  
Vel=zeros(timesteps,1);  
for j=1:timesteps  
    F(j,1)=Fdamper(j)/1000;  
    Fwohys(j,1)=Fdampwohys(j)/1000;  
    Desp(j,1)=y(j)*1000;  
    Vel(j,1)=yy(j)*1000;  
end  
  
figure(1)  
plot(Vel,F)  
grid on  
set(gca,'XTick',-900:100:900)  
set(gca,'YTick',-0.8:0.2:1.2)  
axis([-900 900 -0.8 1.2])  
%propertyeditor('on')  
xlabel('Velocidad [mm/s]')  
ylabel('Fuerza [kN]')  
title('Gráfica Fuerza- Velocidad')
```

```
figure(2)
plot(Desp,F)
grid on
set(gca,'XTick',-50:10:50)
set(gca,'YTick',-0.8:0.2:1.2)
axis([-50 50 -0.8 1.2])
%propertyeditor('on')
xlabel('Desplazamiento [mm]')
ylabel('Fuerza [kN]')
title('Gráfica Fuerza- Desplazamiento')

%figure(3)
%plot(Vel,Fwohys)
%grid on
%set(gca,'XTick',-900:100:900)
%set(gca,'YTick',-0.8:0.2:1.2)
%axis([-900 900 -0.8 1.2])
%propertyeditor('on')
%xlabel('Velocidad [mm/s]')
%ylabel('Fuerza [kN]')
%title('Gráfica Fuerza- Velocidad sin histéresis')
```

BIBLIOGRAFÍA

1. Calvo, J.A., San Román, J.L. y Díaz, V. (2005) *'Establishing inspection criteria to verify the dynamic behaviour of the vehicle suspension system by a platform vibrating test bench'* International Journal of Vehicle Design, Vol. 4, pp. 290-306
2. Calvo, J.A., San Román, J.L. y Díaz, V. (publicación pendiente) *'Behaviour of semi-active vs. passive suspension systems on a platform vibrating test bench'* International Journal of Vehicle Design
3. Calvo, J.A., San Román, J.L., Díaz, V. y García-Pozuelo, D. (2008) *'Influence of the shock absorber wearing on vehicle brake performance'* International Journal of Automotive Technology, Vol. 9(4), pp. 467-472
4. López-Boada, M.J., Calvo, J.A., López-Boada, B. y Díaz, V. (2008) *'Modeling of a magnetorheological damper by recursive lazy learning'* International Journal of Non-linear Mechanics, Vol. 1554, pp. 1-7
5. Calvo, J.A., López-Boada, B., San Román, J.L. y Gauchía, A. (2008) *'Influence of shock absorber model on vehicle dynamic simulation'* Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering, Vol. 222, pp. 189-202
6. López-Boada, B., López-Boada, M.J., Gauchía, A., Díaz, V. y Calvo, J.A. (2007) *'Fuzzy approach to the vehicle stability and handling in crosswind and steering maneuvers'* International Review of Mechanical Engineering, Vol. 1(nº5), pp. 511-519
7. Calvo, J.A., López-Boada, M.J., Díaz, V. y Olmeda, E. (2008) *'Improving motorcycle front suspension through a gas spring'* International Review of Mechanical Engineering, Vol. 2(nº2), pp. 281-289

8. Calvo, J.A., San Román, J.L. y Díaz, V. (2004) *'Determinación de un criterio de inspección para verificar el estado del sistema de suspensión de un vehículo automóvil'* Anales de Ingeniería Mecánica, Vol. 15, pp. 1063-1068
9. López-Boada, B., Calvo, J.A., San Román, J.L. y López-Boada, M.J. (2008) *'Modelado de un amortiguador magneto-reológico mediante redes neuronales'* Anales de Ingeniería Mecánica, Vol. 16, pp. 1429-1434
10. Reybrouck, K. (1994) *'A non linear parametric model of an automotive shock absorber'* Vehicle Suspension System Advancements SAE-SP1031, Warrendale, pp.79-86
11. Lang, H.H. (1977) *'A study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies'* Mechanical Engineering, The University of Michigan, Ann Arbor, p.288
12. Carrera Akutain, X., Viñolas, J., Savall, J. y Biera, J. (2006) *'A parametric damper model validated on a track'* Int. J. Heavy Vehicle Systems, Vol. 13, No. 3, pp.145-162
13. Duym, S., Stiens, R. y Reybrouck, K. (1997) *'Evaluation of shock absorber models'* Vehicle System Dynamics, 27:2, pp.109-127
14. Belingardi, G. y P. Campanile (1990) *'Improvement of the shock absorber dynamic simulation by the restoring force mapping method'* Proceedings of the 15th International Seminar on Modal Analysis, Heverlee, Belgium, pp.441-454

15. Besinger, F.H., Cebon, D. y Cole, D.J. (1995) '*Damper models for heavy vehicle ride dynamics*' Vehicle System Dynamics, 24:1, pp.35-64
16. Segel, L. y Lang, H.H. (1981) '*The mechanics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies*' Vehicle System Dynamics, 10, pp.79-83
17. Karadayi, R. y Masada, G.Y. (1989) '*A non linear shock absorber model*' ASME, AMP-Vol 80, DSC-Vol 2, pp.149-165
18. Rao, M.D. y Gruenberg, S. (2002) '*Measurement of equivalent stiffness and damping of shock absorbers*' Experimental Techniques, 26, No.2, pp.39-42
19. Liu, Y. y Zhang, J. (2002) '*Nonlinear dynamic responses of twin-tube hydraulic shock absorber*' Mechanics Research Communications, Vol. 29, Issue 5, pp.359-365
20. Mollica, R. y Youcef-Toumi, K. (1997) '*A nonlinear dynamic model of a mono-tube shock absorber*' Proceedings of the American Control Conference (6), pp.704-708
21. Sorniotti, A., D'Alfio, N. y Morgando, A. (2007) '*Shock absorber modelling and experimental testing*' Steering & Suspension Technology Symposium SAE-SP2128, Warrendale
22. Rhoades, K.S. (2006) '*Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper*' Texas A&M, Mechanical Engineering Master Thesis

23. Tabott, M.S. y Starkey, J. (2002) *'An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper'* SAE Paper 2002-01-3337
24. Mollica, R. (1997) *'Nonlinear dynamic model and simulation of a high pressure monotube shock absorber using the bond graph method'* Massachusetts Institute of Technology, Mechanical Engineering Thesis
25. Duym, S., Stiens, R., Baron, G.V. y Reybrouck, K. (1997) *'Physical model of the hysteretic behaviour of automotive shock absorbers'* SAE Paper 970101
26. García de Jalón, J. y Rodríguez, J.I. *'Aprenda MatLab como si estuviera en primero'* ETSII, Universidad Politécnica de Madrid
27. Álamo Cantarero, C., Limón Marruedo, D., Gil Ortega Linares, M., Ruiz Arahal, M. y Heredia Benot, G. *'Introducción al Simulink. Modelado y simulación de sistemas dinámicos'* Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Sevilla
28. Relación de páginas web consultadas (*fecha de consulta*):

www.mts.com (*Dic.2007*)
www.rotronics.com (*Dic.2007*)
www.servotestsystems.com (*Dic.2007*)
www.microtest-sa.com (*Dic.2007*)
www.instron.com/ist (*Dic.2007*)
www.sae.org (*Jul.2009*)
www.roehrigengineering.com (*Dic.2007*)
www.testresources.com (*Dic.2007*)

www.servosis.com/maquinas_especiales.htm (*Dic.2007*)

www.monroe.com (*Jul.2009*)

www.mathworks.es (*Jul.2009*)

